

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-091265

(43)Date of publication of application : 04.04.1995

(51)Int.Cl.

F02B 29/08

F02B 37/00

F02B 37/04

F02B 37/24

F02B 39/12

F02D 13/02

F02D 23/00

(21)Application number : 05-238121

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 24.09.1993

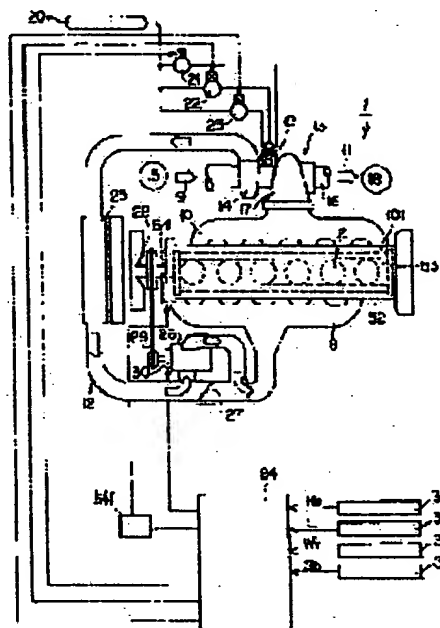
(72)Inventor : MATSUYOSHI YOSHIMASA
WATANABE HIDEAKI

(54) INTAKE AIR CONTROLLER OF ENGINE WITH SUPERCHARGER

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve startability and high output of an engine for which a mirror cycle is employed without deteriorating fuel consumption or enough engine brake force can be obtained.

CONSTITUTION: An intake air controller of an engine with a supercharger is provided with a volume variable type turbosupercharger arranged in the intake air passage 9 of an engine 1, a mechanical type supercharger 26 arranged downstream from the turbosupercharger and attachably/detachably connected to a driving shaft 28 via a clutch 30, an intake air variable mechanism capable of varying an intake timing, operational condition detection means 31, 32, 33 for detecting an operational condition of the engine 1, and a control means 24 for controlling the volume of a turbosupercharger 13, detachment/attachment of the clutch 30 and the intake air timing of the intake air variable mechanism.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

03.12.1996

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

2816381

[Date of registration]

21.08.1998

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-91265

(43) 公開日 平成7年(1995)4月4日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F02B 29/08		A		
37/00	302	A 9332-3G		
37/04		B 9332-3G		
37/24				
		9332-3G	F02B 37/12	301 Q
		審査請求	未請求	請求項の数 8 O L (全15頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平5-238121

(22) 出願日 平成5年(1993)9月24日

(71) 出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社
東京都港区芝五丁目33番8号

(72) 発明者 松良 悦正

東京都港区芝五丁目33番8号・三菱自動車
工業株式会社内

(72) 発明者 渡辺 英昭

東京都港区芝五丁目33番8号・三菱自動車
工業株式会社内

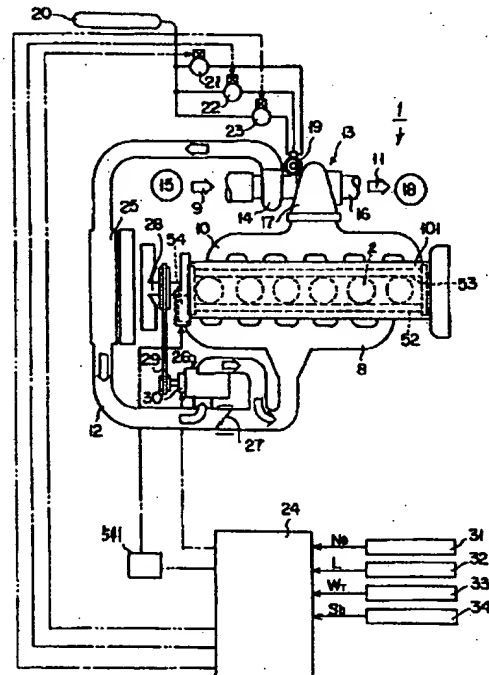
(74) 代理人 弁理士 樺山 亨 (外1名)

(54) 【発明の名称】 過給機付きエンジンの吸気制御装置

(57) 【要約】

【目的】 ミラーサイクルが採用されたエンジンの発進性向上や高出力化を燃費を悪化させることなく図れ、あるいは、十分なエンジンブレーキ力が得られる過給機付きエンジンの吸気制御装置を提供することにある。

【構成】 エンジン1の吸気通路9に配設される容量可変型のターボ過給機13、ターボ過給機の下流に配設され駆動軸28にクラッチ30を介して接離可能に連結される機械式過給機26、吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構C1、C2、エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段31、32、33、ターボ過給機13の容量、クラッチ30の接離及び吸気可変機構C1、C2の吸気タイミングを制御する制御手段24とを備えたことを特徴とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンの吸気通路に配設され排気ガスにより駆動される容量可変型のターボ過給機、上記吸気通路の上記ターボ過給機の下流に配設されエンジンの駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、上記エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段、同運転状態検出手段の出力に応じて上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御する制御手段とを備えたことを特徴とする過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項2】 上記運転状態検出手段が、上記エンジンの回転数を検出する回転数センサ、上記エンジンの負荷を検出する負荷センサ、及び上記エンジンの冷却水温度を検出する温度センサを含み、上記制御手段は上記エンジンの回転数、負荷、冷却水温度に応じた上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングの各々の設定値を記憶する制御マップを有し、上記各センサにより検出された上記エンジンの回転数、負荷、及び冷却水温度に応じた上記制御マップの設定値に基づき上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御することを特徴とする特許請求の範囲第1項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項3】 エンジンの吸気通路に配設され排気ガスにより駆動される容量可変型のターボ過給機、上記吸気通路の上記ターボ過給機の下流に配設されエンジンの駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、上記エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段、同運転状態検出手段の出力に応じて上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御する制御手段、上記エンジンの少なくとも圧縮行程上死点近傍においてエンジンシリンダ内の圧縮空気を排出する開閉手段を備え、上記制御手段は上記運転状態検出手段によりエンジンブレーキ状態と判断したときには、上記開閉手段を作動し、更に上記吸気可変機構の開閉時期を下死点近傍とすると共に、上記ターボ過給機の容量を最小（容量可変型のターボ過給機のノズル面積を最小）とし、且つ上記クラッチを接続し上記機械式過給機が作動するように制御することを特徴とする過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項4】 上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、上記出力軸及び上記カムの動力伝達経路中に介装され上記制御手段の制御信号に応じて上記カムの位相を変更する位相変更手段とから成ることを特徴とする特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項5】 上記吸気可変機構が、上記エンジンの燃焼

室に開口する吸気ポートを開閉する吸気弁と、上記制御装置の制御信号に応じて上記吸気弁を開閉駆動すると共に開閉位相を制御する位相制御手段とから成ることを特徴とする特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項6】 上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、同吸気弁上流の上記吸気ポートに設けられ上記吸気ポートを開閉するロータリーバルブと、上記制御手段の制御信号に応じて上記ロータリーバルブを回転駆動すると共に位相を制御する位相制御手段とから成ることを特徴とする特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項7】 上記位相制御手段が、モータにより構成されたことを特徴とする特許請求の範囲第5項乃至第6項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項8】 上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、同吸気弁上流の上記吸気ポートに設けられ上記出力軸により回転されて上記吸気ポートを開閉するロータリーバルブと、上記エンジンの出力軸と上記ロータリーバルブとの動力伝達経路中に介装された位相制御手段とから成ることを特徴とする特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は吸気系にターボチャージャーと機械式過給機を配備すると共にエンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構を吸気系に装着して、出力の改善を図れるようにした過給機付きエンジンの吸気制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 ガソリンエンジンやディーゼルエンジンの運転性能を向上させるためには高出力化が必要と成り、その際、単に高排気量を図ると燃費の低下を招く。そこで、排気量を代えることなく運転性能を向上させるには吸気系にターボチャージャーや機械式過給機を配備してエンジンの高出力化を図ることも有効である。しかしこれら過給機は出力アップの点では有効であるが、発進時のトルク不足及びエンジンブレーキ力不足となる。しかも、これら過給機を装着した場合、特に高回転時には燃焼室温度が過度に上昇し易く、通常は圧縮比を予め低く設定することと成り、結果として、低回転時における出力の低下を招きやすい。しかもターボチャージャーの場合、エンジン低回転域での応答性を確保するため、タービンのある程度の大きさに抑える必要がある。ところが、タービンを小さくすると排気路が絞られ、燃焼室の掃気効果が十分に得られず、ノッキングが発生したり、ポンピング損失の増大を招きやすい。他方、機械式過給機は増速比を大きくしておけば、低回転

時にも十分な過給効果が得られるが、高回転時には動力損失の増加を招きやすい。そこで、例えば、特開平 2-119621 号広報に開示されるように、容量可変機械式過給機を用いて低回転時の増速比を高めて発達性を確保し、高回転時にターボチャージャーを用い出力向上を図ることが提案されている。特にここでは、バルブタイミング変更手段を用い高回転時のオーバーラップを大きくし、掃気効果を高めることもできる。

【0003】ところで、エンジンの吸気通路に下死点の近傍で閉じる吸気弁とは別個にロータリーバルブを設けて、吸気通路をピストンの下死点手前或いは後の時点でロータリーバルブにより閉じることにより、有効圧縮比を減少させると共に膨張比は通常通りに確保できるミラーサイクルが知られている。このミラーサイクルを通常のオットーサイクルと比較した場合、吸気系のロータリーバルブの開弁時期を移行させることによりエンジンの回転制御を行うものであるので、吸気通路が常時大気圧に保たれ、ピストンのポンピングロスを低減できる。特に、このミラーサイクルでは有効圧縮比が下がることにより、燃焼室温度を低下させ、 NO_x の発生を防止でき、しかも、圧縮比と比べて大きな膨張比を確保できるので、熱効率を高い値に維持でき、特に過給機を用いて吸気管圧力を所定レベルに保持することにより高出力を確保することもできる。

【0004】例えば、特開昭 61-106920 号広報には、吸気路上にタイミングバルブを設け、同バルブの回転軸を移行手段を介してクランク軸の $1/2$ の回転速度で駆動させ、更に、制御回路に操作されるアクチュエータの働きによって移行手段がタイミングバルブの回転軸をクランク軸側の角変位に対して相対的に移行させるように構成される。この場合、低負荷時にはタイミングバルブの開弁期間 T を吸気弁の開弁時期より早める方向に移行させて、両弁が共に開く期間を短くし、吸気量を抑制し、燃焼温度の低下を図る。他方、高負荷時にはタイミングバルブの開弁期間 T を吸気弁の開弁時期に重なる方向（遅れ方向）に移行させて両弁が共に開く期間を長くし、吸気量を増加させ、空気充填率の向上を図っている。特に、ここではエンジンの冷態時において、第 2 分岐通路（吸気バイパス路）を開いてオットーサイクルに戻し、燃焼室温度の上昇を図り、燃焼性の低下を防止している。更に、特開昭 61-106918 号広報には、特開昭 61-106920 号広報に開示されるものとほぼ同様なエンジンが開示され、ここでは特に、高負荷時には第 2 分岐通路（吸気バイパス路）を開いて吸気抵抗を低減させ、オットーサイクルに戻して吸気充填率を向上させ、熱効率の確保を図ることができる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかし、特開平 2-119621 号広報には、低回転時の発達性、高回転時の出力向上を図り、バルブタイミング変更手段を用い吸排

気のオーバーラップを大きくして掃気効果を高めることができるが、機械過給機を全エンジン回転域で使用しているため、燃費の低下を招きやすい。更に、特開昭 61-106920 号公報及び特開昭 61-106918 号公報には、ミラーサイクルで駆動するエンジンが開示され、特に、同エンジンは冷態時にオットーサイクルに戻され、燃焼室温度の上昇を図り、あるいは高負荷高回転時にオットーサイクルに戻され、吸気充填率を向上させ、熱効率の確保を図ることができるが、これらは過給手段の組合せにより高出力化を図るものではない。更に、ミラーサイクルで駆動するエンジンを装着した車両は、制動時において通常のエンジンブレーキ力を示すのみである。

【0006】即ち、通常のエンジンブレーキは単にエンジンのポンピング作用をブレーキ力として利用するもので、そのブレーキ力の大きさは排気量によって基本的に決定される。このため、ミラーサイクルを採用し比較的低排気量であって、過給機等の併用によって高出力化が図られたエンジンの装着された車両では、走行時において、通常のエンジンブレーキよりもより大きなブレーキ力を発揮できるブレーキ装置を装着することが運転性や安全性を向上させる上で望まれている。本発明の一の目的はミラーサイクルが採用されたエンジンの発達性向上や高出力化を燃費を悪化させることなく図れる過給機付きエンジンの吸気制御装置を提供することにある。本発明の他の目的は、十分なエンジンブレーキ力が得られる過給機付きエンジンの吸気制御装置を提供することにある。

【0007】

【課題を解決するための手段】上述の目的を達成するために、一の発明は、エンジンの吸気通路に配設され排気ガスにより駆動される容量可変型のターボ過給機、上記吸気通路の上記ターボ過給機の下流に配設されエンジンの駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、上記エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段、同運転状態検出手段の出力に応じて上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御する制御手段とを備えたことを特徴とする。

【0008】特許請求の範囲第 1 項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記運転状態検出手段が、上記エンジンの回転数を検出する回転数センサ、上記エンジンの負荷を検出する負荷センサ、及び上記エンジンの冷却水温度を検出する温度センサを含み、上記制御手段は上記エンジンの回転数、負荷、冷却水温度に応じた上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングの各々の設定値を記憶する制御マップを有し、上記各センサにより検出された上記エンジンの回転数、負荷、及び冷却水温度に応じた上

10

20

30

40

50

記制御マップの設定値に基づき上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御することを特徴としても良い。

【0009】他の発明は、エンジンの吸気通路に配設され排気ガスにより駆動される容量可変型のターボ過給機、上記吸気通路の上記ターボ過給機の下流に配設されるエンジンの駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、上記エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段、同運転状態検出手段の出力に応じて上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御する制御手段、上記エンジンの少なくとも圧縮行程上死点近傍においてエンジンシリンダ内の圧縮空気を排出する開閉手段を備え、上記制御手段は上記運転状態検出手段によりエンジンブレーキ状態と判断したときには、上記開閉手段を作動し、更に上記吸気可変機構の開時期を下死点近傍とすると共に、上記ターボ過給機の容量を最小（容量可変型のターボ過給機のノズル面積を最小）とし、且つ上記クラッチを接続し上記機械式過給機が作動するように制御することを特徴とする。

【0010】特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、上記出力軸及び上記カムの動力伝達経路中に介装され上記制御手段の制御信号に応じて上記カムの位相を変更する位相変更手段とから成ることを特徴としても良い。特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、同吸気弁上流の上記吸気ポートに設けられ上記吸気ポートを開閉するロータリーバルブと、上記制御手段の制御信号に応じて上記ロータリーバルブを回転駆動すると共に位相を制御する位相制御手段とから成ることを特徴としても良い。

【0011】特許請求の範囲第5項乃至第6項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記位相制御手段が、モータにより構成されたことを特徴としても良い。

【0012】特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、同吸気弁上流の上記吸気ポートに設けられ上記出力軸によって回転されて上記吸気

ポートを開閉するロータリーバルブと、上記エンジンの出力軸と上記ロータリーバルブとの動力伝達経路中に介装された位相制御手段とから成ることを特徴としても良い。

【0013】

【作用】一の発明は、容量可変型のターボ過給機、駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構とを制御する制御手段が、運転状態検出手段の出力に応じてターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御するので、高出力運転制御が容易化される。特に、制御手段がターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングの各々の設定値を記憶する制御マップを用い、回転数センサからのエンジンの回転数、負荷センサからの負荷、温度センサからの冷却水温度に応じた設定値を求め、この設定値に基づきターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御するので、高出力運転制御がより容易化される。他の発明は、容量可変型のターボ過給機、駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、圧縮行程上死点近傍においてエンジンシリンダ内の圧縮空気を排出する開閉手段とを制御する制御手段が、エンジンブレーキ状態と判断すると、開閉手段を作動し、吸気可変機構の開時期を下死点近傍とすると共にターボ過給機の容量を最小、即ちノズル面積を最小とし、且つクラッチを接続し機械式過給機が作動するように制御するので、エンジンブレーキ制御が容易化される。

【0014】特に、特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の装置内の吸気可変機構が、吸気弁と、制御手段の制御信号に応じてカムの位相を変更する位相変更手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ制御が容易化される。特に、特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の装置内の吸気可変機構が、吸気弁と、制御手段の制御信号に応じて吸気弁を開閉駆動すると共に開閉位相を制御する位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ制御が容易化される。特に、特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の装置内の吸気可変機構が、吸気弁と、同吸気弁上流のロータリーバルブと、制御手段の制御信号に応じてロータリーバルブを回転駆動すると共に位相を制御する位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力の確保ができる。なお、この場合の位相制御手段がモータにより構成されても同様の作用が得られる。特に、特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の装置内の吸気可変機構が、吸気弁と、同吸気弁上流に設けられ出力軸によって回転されて吸気ポートを開閉するロータリーバルブと、出力軸とロータリーバルブとの動力伝

達経路中に介装された位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ制御が容易化される。

【0015】

【実施例】図1には本発明の一実施例としての過給機付きエンジンの吸気制御装置を示した。この過給機付きエンジンの吸気制御装置が装着されるディーゼルエンジン（以後端にエンジンと記す）1はその本体内に複数のシリンダ2を収容する。各シリンダ2の燃焼室7には吸排気バルブ3、4（図16参照）を介してそれぞれ吸気ポート5、排気ポート6が連通可能に形成される。各シリンダの吸気ポート5は吸気マニホールド8を介して吸気路9に連通し、各シリンダの排気ポート6は排気マニホールド10を介して排気路11に連通する。吸気路9は吸気マニホールド8に直結される機械式過給機26及びこれと並設される逆流防止弁27と、インタクーラ25と、ターボチャージャー13のコンプレッサ14を経て延びる吸気管12と、その先端のエアクリーナ15とで構成される。排気路11は排気マニホールド10に直結されるターボチャージャー13のタービン17と、このタービンより延出する排気管16と、その先端のマフラー18とで構成される。

【0016】機械式過給機26はエンジン1のクランクシャフト28の回転力をプーリ29、電磁クラッチ30を介して受けて図示しない一對のロータをポンプ作動させ、インタクーラ25側のエアを吸気マニホールド8側に圧送する。電磁クラッチ30は後述のコントロールユニット24に接続され、オン出力によってクランクシャフト28の回転力を機械式過給機26に伝え、ポンプ作動させることができる。機械式過給機26に並設される逆流防止弁27は吸気管12の断面中心より偏心した中心軸を備える。このため、この弁体はその内の中心軸に対して比較的大きな受圧面を持つ部分が、吸気管12内を逆流しようとする高圧エア圧を受けると、吸気路9を閉鎖するように作動でき、流れを阻止するように自動的に閉鎖状態に作動できる。インタクーラ25はエンジン1の前部に配備されターボチャージャー13からの加圧エアを空気冷却して吸気ポート側に送る周知の構成を採る。

【0017】ここで、ターボチャージャー13は容積可変型であり、図1、図2及び図5に示すように、タービン17はそのタービンブレード170を収容するスクロール部内のノズル部171の全周に翼型断面のペーン172を互いに所定間隔を介して分散配備するように構成される。各ペーン172の回転軸173はケーシング174の外部に延出して外側レバー175に一体結合される。各外側レバー175の回動端はリンク部176a、176bを介してアクチュエータ19に連結される。ここで、アクチュエータ19は8ポジションエアシリンダであり、筒状のケーシング190内に第1、第2、第3

の各ピストン191、192、193を互いに相対移動可能に収容する。これら3つのピストンは戻しばね194で一端の基準位置に押圧付勢される。ここでケーシング190の側壁には3つのポート195、196、197が形成され、これらは第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23を介して高圧エアタンク20に連通可能に設けられる。なお、第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23の各ソレノイドは後述のコントロールユニット24に接続される。

【0018】ポート195（ポートA）は第1、第2の各ピストン191、192間の圧力室Eaに、ポート196（ポートB）は第2、第3の各ピストン192、193間の圧力室Ebに、ポート197（ポートC）は第3ピストン193とシリンダ低壁198と間の圧力室Ecにそれぞれ連通する。更に、第1ピストン191は第2ピストン192に対して間隔a（ここでは3mm）だけ相対移動可能とする移動量規制部を備え、第2ピストン192は第3ピストン193に対して間隔b（ここでは6mm）だけ相対移動可能とする移動量規制部を備え、第3ピストン193はシリンダ低壁198に対して間隔c（ここでは12mm）だけ相対移動可能とする移動量規制部を備える。このため、第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23をオンオフ操作して、図3に示すようなモードでポートA、ポートB、ポートCを選択的にエア加圧○、或いは大気開放×させることによって、シリンダストローク、即ち、ノズル部17のタービンノズル面積φが大（シリンダストローク小）のモード⑤（図4に2点鎖線で示した位置）よりタービンノズル面積φが小（シリンダストローク大）のモード⑧に8段階に切換え保持できる。

【0019】なお、タービン17はタービンの流入口と流出口とを迂回する図示しないバイパス路を備えてもよい。このバイパス路の流出口側部位には周知のウエストゲートバルブが配設され、その弁体は常閉付勢される。しかも弁体は周知の過給圧コントロールアクチュエータに連結され、過過給状態ではコンプレッサエア圧を受けて、ウエストゲートバルブがタービンの流入口エアを流出口に迂回させるように構成される。ここでエンジン1のシリンダヘッド101には吸気弁3及び排気弁4を開閉駆動する吸気カム軸52及び排気カム軸53が収容され、これらは図示しない弁駆動系を介してクランクシャフト28に連結される。ここでは特に、吸気カム軸52が図示しない吸気カムの位相を変更する位相変更手段54を介して図示しない弁駆動系に接続される。

【0020】ここで位相変更手段54は、弁駆動系側の回転軸に対して吸気カム軸52の回転角変位を所望量増減調整することが可能な構成をとるものあれば良く、ここでは吸気カム軸52の端部と図示しない弁駆動系側の回転軸の端部とに互いに逆方向のスプラインを形成し、これらに連続して外嵌される筒状摺動体を備え、その筒

状摺動体の内壁に両スプラインとそれぞれ係合する係合部を形成すると共に筒状摺動体を軸方向に切換え移動させる位相切換え用のアクチュエータ（図示せず）とを備え、同アクチュエータがコントロールユニット24によって切換え操作されるように構成される。ここではコントロールユニット24からの3段階の出力によって吸気弁の開閉タイミングは図14に示すように、3つのバルブタイミングモードA、B、Cに選択的に切換えられるように設定される。即ち、バルブタイミングモードAでは吸気弁の遅閉じ角 θ_1 が例えばABDC100°と設定され、バルブタイミングモードBでは吸気弁の遅閉じ角 θ_1 が例えばABDC50°と設定され、バルブタイミングモードCでは高圧縮比 ϵ 化を図る必要上吸気弁の遅閉じ角 θ_1 がBDCと設定される。なお、バルブタイミングモードAでは燃焼室温度の上昇を抑えるべく低圧縮比 ϵ 化を図る必要上、遅閉じ角 θ_1 がABDC80°～120°に設定されることが望ましく、モードBではABDC40°～60°に設定されることが望ましい。

【0021】コントロールユニット24はマイクロコンピュータで要部が成り、双方向性バスにより相互に接続されたROM（リードオンメモリ）241、RAM（ランダムアクセスメモリ）242、CPU（マイクロプロセッサ）243、入力ポート244、出力ポート245を備えるという周知のハード構成を採る。ここでの入力ポート244には運転状態検出手段としてのエンジンの回転数 N_e 信号を出力する回転数センサ31、エンジンの負荷 L 信号を出力する負荷センサ32、エンジンの冷却水温度 w_t 信号を出力する温度センサ33等が図示しないAD変換器を介してそれぞれ接続される。他方、出力ポート245には対応する図示しない駆動回路を介して電磁クラッチ30、位相変更手段54のアクチュエータ、第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23がそれぞれ接続される。ROM（リードオンメモリ）241は図6に示す吸気系制御プログラムや、図7乃至図9の通常時の機械式過給機、可変ターボ及び吸気バルブ開度の各運転状態設定マップや、図10乃至図12の冷態時の機械式過給機、可変ターボ及び吸気バルブ開度の各運転状態設定マップ等が記憶処理される。

【0022】ここで図7の通常時の機械式過給機の運転状態設定マップにおいて、 N_{e0} はクランキング回転数より若干上の回転数、 N_{e1} はアイドル回転数より若干下の回転数、 N_{e3} は $(N_{max} : \text{最大回転数}) \times 0.4$ 、 L_1 は $(L_{max} : \text{最大負荷}) \times 0.1$ （～0.3）に設定された。これによって、低回転時のトルク向上、高回転時の燃費悪化の防止を図っている。なお、暖機済のアイドル時には機械式過給機26をカットする。図8の通常時のターボチャージャー13の運転状態設定マップにおいて、 N_{e2} は $0.35 \times N_{max}$ 、 N_{e4} は $0.45 \times N_{max}$ 、 N_{e5} は $0.6 \times N_{max}$ 、 N_{e6} は $0.7 \times N_{max}$ 、 N_{e7} は

$0.8 \times N_{max}$ 、 L_0 は $(0.1 \sim 0.2) \times L_{max}$ 、 L_2 は $(0.4 \sim 0.5) \times L_{max}$ 、 L_3 は $(0.6 \sim 0.7) \times L_{max}$ に設定された。このうち、領域e1でのエンジンブレーキ時の充填効率を高め、中高負荷の領域e2では回転数の増加と共にタービンノズル面積を徐々に大きくし、過過給に成らない範囲で充填効率を高めるように設定した。

【0023】図9の通常時の吸気バルブ開度の運転状態設定マップにおいて、領域e3では高圧縮比 ϵ 化を図り（図9にモードCとして示した）、エンジンブレーキ強化を図り、中高負荷の領域e4では段階的に低圧縮比 ϵ 化を図り（図9にモードB、Aとして示した）、燃焼室温度の上昇を抑えてノッキングの防止を図れるように設定した。ここで図10の冷態時の機械式過給機の運転状態設定マップにおいてはアイドル時e5にも暖機促進のため機械式過給機26をオンする。図11の冷態時のターボチャージャー13の運転状態設定マップにおいては中回転中負荷域e6で高過給を実行させて暖機促進を図る。図12の冷態時の吸気バルブ開度の運転状態設定マップにおいて、高回転高負荷領域e7（図12にモードAとして示した）で低圧縮比 ϵ 化を図ってノッキングの防止を行うと共に、その他の領域（図12にモードCとして示した）では全て高圧縮比 ϵ 化を図り、暖機促進を図れるように設定した。このようなコントロールユニット24の制御処理を図6に示す吸気系制御ルーチンに沿って説明する。

【0024】図示しないメインスイッチのオン処理によってコントロールユニット24は燃料噴射制御等を含む図示しない周知のメインルーチンを実行し、その途中で図6の吸気系制御ルーチンに達する。ここで、エンジンは図13に示すように、吸気弁をクランク角 n 位置で遅閉じすることより圧縮ストローク L_c を膨張ストローク L_d より短くして圧縮比 ϵ を膨張比と比べて下げ、燃焼温度の上昇を抑え、同時に、機械式過給機26及びターボチャージャー13の働きで吸気管圧力を上げて充填効率を高め、高圧縮を達成し、高トルク、高出力を達成できるミラーサイクル運転に入る。コントロールユニット24は各センサよりエンジン回転数 N_e 、負荷 L 、水温 w_t 等の検出信号を取り込み、得られたデータを所定のエリアにストアする。ステップs2では水温 w_t が暖機判定用の値 w_{t1} を上回るか否かが判断し、冷態時ではステップs3に、暖機時にはステップs4に進む。

【0025】ステップs3では図10のマップに沿って現在の回転数 N_e 及び負荷 L に応じた機械式過給機26のオンオフ判定をし、ステップs5では同判定状態に沿った出力で機械式過給機26の電磁クラッチ30は駆動する。さらにステップs6及びs7では図11のターボチャージャー13の運転状態設定マップに沿って現在の回転数 N_e 及び負荷 L に応じた5段階のモード①、②、④、⑤およびモード③の一つを選択し、設定モードに依

じた出力で第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23をオンオフ駆動し、ステップs8及びs9に進む。ここでは、図12の冷態時の吸気バルブ開度の運転状態設定マップに沿って現在の回転数Ne及び負荷Lに応じた吸気弁のバルブタイミングモードAあるいはCの判定を行い、設定モードを達成できる出力で位相変更手段54のアクチュエータを駆動し、吸気弁の遅閉じ角 θ_i を設定モード相当に変更し、リターンする。

【0026】他方、ステップs2で暖機時としてステップs4に進むと、ここでは、図7のマップに沿って現在の回転数Ne及び負荷Lに応じた機械式過給機26のオンオフ判定をし、ステップs10では同判定状態に沿った出力で機械式過給機26の電磁クラッチ30は駆動する。さらにステップs11及びs12では図8のターボチャージャー13の運転状態設定マップに沿って現在の回転数Ne及び負荷Lに応じた8段階のモードQ乃至モードRの一つを選択し、設定モードに応じた出力で第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23をオンオフ駆動し、ステップs13及びs14に進む。ここでは、図9の暖機時の吸気バルブ開度の運転状態設定マップに沿って現在の回転数Ne及び負荷Lに応じた吸気弁のバルブタイミングモードA、BあるいはCの判定を行い、設定モードを達成できる出力で位相変更手段54のアクチュエータを駆動し、吸気弁の遅閉じ角 θ_i を設定モード相当に変更し、リターンする。

【0027】このように、図1に示した第1の実施例では、コントロールユニット24から成る制御手段が図7乃至図9の各マップに沿って、運転状態検出手段の出力であるエンジン回転数Ne、負荷L及び冷却水温度wtに応じた制御値を算出し、ターボチャージャーのタービンノズル面積（容量）、機械式過給機26の電磁クラッチ30の接離及び吸気弁の遅閉じ角 θ_i （吸気タイミング）を制御値に切換え制御する。このため、図1に示した第1の実施例では、エンジンが位相変更手段54の働きによりミラーサイクルで運転されるので、燃焼室温度を抑えNO_xの発生を防止できる。特に、エンジン冷態時には暖機促進がなされ、暖機完了時にはエンジン1が燃焼室温度を抑えた上で、機械式過給機26の働きが加わり低回転時のトルクアップ及び発進性を向上でき、ターボチャージャー13の働きが加わり、高回転時の出力アップを図れる。

【0028】図1のエンジン1はその吸気カム軸52をクランクシャフトの1/2で回転すると共に吸気カムの位相を変更する位相変更手段54を弁駆動系（動力伝達系）中に介装していたが、これに代えて、吸気カム軸52を回転駆動すると共にその回転角変位を増減調整できる電動モータ（図示せず）とその駆動回路とから成る位相制御手段（図示せず）を用いても良い。この場合、コントロールユニット24は上述と同様の吸気バルブ開度の運転状態設定マップ（図9、図12参照）に沿って選

択したバルブタイミングモードA、B、C中の1つのモードを達成できる角変位を組み込んで吸気カム軸52が回転駆動されることと成る。この場合も図1の装置と同様の作用効果が得られる。図15には本発明の他の実施例を示した。この図15のエンジン1aは図1のエンジン1と比べてエンジンブレーキを強化したパワーワードシステム（トッピングブレーキ）PTを装着した点以外は同様の構成を採り、ここでは同一部材には同一符号を付し、その重複説明を略す。

【0029】このパワーワードシステム（トッピングブレーキ）PTは、図16乃至図19に示すようにエンジンの各シリンダ2に設けられ、燃焼室7を上死点近傍で排気ポート6へ開放し、圧縮空気を排気路11に排出させるための排気バルブ開閉機構44と同機構44を駆動する油圧路系Ro、油圧路A内の油圧を高めるためのエキゾーストプッシュロッド72（又はインレットプッシュロッド）及び電子制御回路Reとで構成される。本図は1シリンダ当たり吸排気バルブを各々2本ずつ有する4弁ヘッドで示してある。排気バルブ4の1つのシャフト側端面に図16に示すようにスレイブピストン41が当接するように、各燃焼室7にそれぞれ対向配備され、パワーワードアッセンブリ70に摺動可能に装着される。スレイブピストン41を駆動するための油圧路系Roには、エンジンオイルの高圧ポート711と低圧ポート712を電氣的に切り替えるソレノイドバルブ71とスレイブピストン41を制御するためのチェックバルブ381付きのコントロールバルブ38及びエキゾーストプッシュロッド72（又はインレットプッシュロッド）で当該ブレーキ作用を発生させるときに作動するマスタピストン73が取付けられている。

【0030】電子制御回路Reによって、ソレノイドバルブは切り替え操作される。この電子制御回路Reは電源48に対して、図示しないクラッチの接時にオンするクラッチスイッチ49、エキゾーストブレーキが必要な時手動でオンされるエキゾーストブレーキスイッチ46、エンジンの図示しないアクセルペダルが開放状態でオンするアクセルスイッチ51、更にパワーワードシステムを作動させるエンジン回転数領域（例えば $N_e \geq N_{e1}$ ）でオンするパワーワードコントローラ45およびパワーワードスイッチ50を備える。このパワーワードコントローラ45はコントロールユニット24と信号の授受を行うように構成される。なお、コントロールユニット24の入力ポートには図示しないブレーキペダルの踏み時にブレーキ信号Sbを出力するブレーキスイッチ34も接続される。

【0031】また、アクセルスイッチ51からの配線は分岐されて、エア弁37に接続され、排気ブレーキ状態になるとエア弁37が開となり高圧エアタンク20からの高圧エアが排気ブレーキシリンダ39にエア管391を通して送られ、この時排気ブレーキ弁43は閉の状態

に作動される。ここで、パワーワードシステムがオンの状態になった時の各部の作動について説明する。この時ソレノイドバルブ71はパワーワードスイッチ50からの信号により開き、エンジンオイル高圧ポート712が開き（低圧ポート711は閉じる）油圧がコントロールバルブ38のチェックバルブ381を押し上げ、油圧路Aにエンジンオイルを供給する。

【0032】このためマスタピストン73はエキゾーストブッシュロッド72（又はインレットブッシュロッド）に接触するまで押し下げられる。同時にマスタピストン73はエキゾーストブッシュロッド72（又はインレットブッシュロッド）により押し上げられ、油圧路Aに油圧を発生させる。このため、コントロールバルブ38のチェックバルブ381は閉じ、スレイブピストン41を介してエキゾーストバルブ4の片方が開く。次にパワーワードシステムがオフの状態になった時は、ソレノイドバルブ71は閉じており、エンジンオイル高圧ポート712からのエンジンオイルを遮断する。このため、コントロールバルブ38はバルブスプリング382に押し下げられ、油圧路Aの油圧を下げる。同時にマスタピストン73は、フラットスプリング74に押し上げられ、エキゾーストブッシュロッド72（又はインレットブッシュロッド）から離れた状態となり、エキゾーストバルブ4を圧縮上死点近傍で開くための油圧は発生しない。

【0033】このようなパワーワードシステム（トッピングブレーキ）PTを装備したエンジン1aは、エンジンブレーキ時以外には、図1のエンジン1と同様に、コントロールユニット24がエンジン回転数Ne、負荷L及び冷却水温度wtに応じた制御値を算出し、ターボチャージャーのタービンノズル面積（容量）、機械式過給機26の電磁クラッチ30の接離及び吸気弁の遅閉じ角 θ_1 （吸気タイミング）を制御値に切換え制御する。以下の作動をもとに、ブレーキ力の働きを各コンポーネントとの組合せで説明する。図17の実線の場合は、排気ブレーキオン操作のみの場合のブレーキ力を表す。ブレーキ力は図17のインジケータ線図の低圧側において、エキゾーストバルブ43が閉じられることにより排気圧力Peが上昇し、ブースト圧力Pbとの圧力差（ポンピング損失）に相当するエンジンブレーキ力が得られる。これに対して、パワーワードスイッチ50がオン状態になると、圧縮上死点近傍で、スレイブピストン41がエキゾーストバルブ4を押し下げ、燃焼室7が排気ポート6を通じて排気路11に開放されるためにシリンダ内の圧力を図17の2点鎖線のように膨張行程で低下することにより、負の仕事がなされる。このようにして、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事によりエンジンは排気ブレーキ及びパワーワードの両ブレーキ力を働かせることと成る。

【0034】これに対し、図15のエンジン1aは、

レーキ時においてターボチャージャー13及び位相変更手段54の働きで高ブースト化及び高圧縮比化を図る。即ち、この無負荷で中高回転域となるブレーキ時には、ターボチャージャー13のタービンノズル面積が絞られ（図4、図5参照）高過給が成され、高ブースト圧化により充填効率が高められる。しかも、ブレーキ時において位相変更手段54が領域e3（BDCで吸気弁閉じ）を保持して高圧縮比 ϵ 化を図り（図9、図12参照）、TDC近傍での筒内圧Pcを通常筒内圧Paより高める。このため、図19に示すように、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事が比較的大きくなり、パワーワード及び排気ブレーキの両ブレーキ力が高ブースト圧化によりより強化されて働くことと成る。なお、図18には、パワーワード処理がなされず、高ブースト圧化及び排気ブレーキ処理のみが行われた場合の負の仕事（ブレーキ力）を示した。

【0035】このように図15のエンジン1aは、走行時にはミラーサイクルで運転され、燃焼室温度を抑えNOxの発生を防止でき、エンジン冷態時には暖機促進がなされ、暖機完了時にはエンジン1aが燃焼室温度を抑えた上で、機械式過給機26の働きが加わり低回転時のトルクアップ及び発進性を向上でき、ターボチャージャー13の働きが加わり、高回転時の出力アップを図れる。特に、パワーワード及び排気ブレーキ処理に基づくブレーキ時には、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事が高ブースト圧化、高圧縮比化によりより強化されて働くことと成り、図15のエンジン1aは十分に大きなブレーキ力を発揮できることと成る。図15のエンジン1aはその吸気カム軸52をクランクシャフトの1/2で回転すると共に吸気カムの位相を変更する位相変更手段54を弁駆動系（動力伝達系）中に介装していたが、これに代えて、吸気カム軸52を回転駆動すると共にその回転角変位を増減調整できる電動モータ（図示せず）とその駆動回路とから成る位相制御手段（図示せず）を用いても良い。この場合、コントロールユニット24は上述と同様の吸気バルブ開度の運転状態設定マップ（図9、図12参照）に沿って選択したバルブタイミングモードA、B、C中の1つのモードを達成できる角変位を組み込んで吸気カム軸52を回転駆動させることと成る。この場合も図15の装置と同様の作用効果が得られる。

【0036】図20には本発明の他の実施例を示した。この図20のエンジン1bは図15のエンジン1aと比べて位相変更手段54に代えて位相制御手段C1を備える点でのみ相違し、それ以外は同様の構成を採り、ここでは同一部材には同一符号を付し、その重複説明を略す。位相制御手段C1は各シリンダ2の燃焼室7より延びる吸気ポートを開閉するロータリーバルブ56と、そのロータリーバルブ56を回転駆動すると共に位相を制御する位相制御モータ55とその駆動回路551を含む

コントロールユニット24とで構成される。ロータリーバルブ56は図20、図21に示すように、吸気マニホールド8の各多岐管を連続して貫通する回転軸58と、この回転軸に一体的に結合されて各多岐管の吸気路をそれぞれ開閉する回転弁57とで形成され、その両端部はベアリング59によって吸気マニホールド8側に枢支される。回転軸58の一端は位相制御モータ55に連結される。位相制御モータ55は回転軸58を回転駆動すると共にその回転角変位を増減調整できる。

【0037】このような位相制御モータ55とこれに駆動されるロータリーバルブ56とから成る位相制御手段C1を装備したエンジン1bは、図15のエンジン1aと同様に、走行時にはミラーサイクルで運転され、燃焼室温度を抑え NO_x の発生を防止でき、エンジン冷態時には暖機促進がなされ、暖機完了時にはエンジン1aが燃焼室温度を抑えた上で、機械式過給機26の働きが加わり低回転時のトルクアップ及び発進性を向上でき、ターボチャージャー13の働きが加わり、高回転時の出力アップを図れる。特に、パワータード及び排気ブレーキ処理に基づくブレーキ時には、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事が高ブースト圧化、高圧縮比化により強化されて働くことと成る。特にエンジン1bは吸気弁3が一定の開弁角 θ_{ib} (図22参照)で開閉作動すると共に、位相制御手段C1が実開弁角 θ_r (図22参照)を規制する。即ち、現在のエンジン回転数 N_e 、負荷 L 及び冷却水温度 w_t に応じたバルブタイミングモードAr、Br、Crが、ここでも図14の開弁角と同様の吸気開弁角 θ_r ($=\text{BDC}, \text{BDC}+50^\circ, \text{BDC}+100^\circ$ として設定された。ここでもコントロールユニット24bは運転状態情報よりモードを選択し、同目標モードを達成できる角変位を組み込んだ出力で位相制御モータ55を介しロータリーバルブ56を回転駆動すると共に位相を制御できる。

【0038】この場合は、特に位相制御手段の位相制御モータ55はロータリーバルブ56と共に吸気マニホールド8に装着されるのみで良く、図15のエンジン1aの位相変更手段54と比較して後付けが容易で、実施が容易化される。図23には本発明の他の実施例を示した。この図23のエンジン1cは図20のエンジン1bと比べて位相制御手段C1に代えて位相制御手段C2を備える点でのみ相違し、それ以外は同様の構成を採り、ここでは同一部材には同一符号を付し、その重複説明を略す。位相制御手段C2は各吸気ポートを開閉するロータリーバルブ56と、クランクシャフト28及びロータリーバルブ56を結ぶ弁駆動系(動力伝達経路)に介装されロータリーバルブ56の回転角位相を制御する位相変更手段60とその駆動回路601を含むコントロールユニット24cとで構成される。

【0039】ここで位相変更手段60は、弁駆動系側の回転軸に対して回転軸58の回転角変位を所望量増減調

整することが可能な構成を採るものであれば良く、ここでは回転軸58の端部と図示しない弁駆動系側の回転軸の端部とに互いに逆方向のスプラインを形成し、これらに連続して外嵌される筒状摺動体を備え、その筒状摺動体の内壁に両スプラインとそれぞれ係合する係合部を形成すると共に筒状摺動体を軸方向に切換え移動させる位相切換え用のアクチュエータ(図示せず)とを備え、同アクチュエータが駆動回路601を介しコントロールユニット24cによって切換え操作されるように構成される。ここではコントロールユニット24cからの3段階の出力によってロータリーバルブ56の開閉タイミングは上述の図22に示すと同様の3つのバルブタイミングモードAr、Br、Crに選択的に切換えられるように構成される。このような位相変更手段60とこれに駆動されるロータリーバルブ56とから成る位相制御手段C2を装備したエンジン1cは、図20のエンジン1bと同様に、走行時にはミラーサイクルで運転され、燃焼室温度を抑え NO_x の発生を防止でき、エンジン冷態時には暖機促進がなされ、暖機完了時にはエンジン1cが燃焼室温度を抑えた上で、機械式過給機26の働きが加わり低回転時のトルクアップ及び発進性を向上でき、ターボチャージャー13の働きが加わり、高回転時の出力アップを図れる。特に、パワータード及び排気ブレーキ処理に基づくブレーキ時には、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事が高ブースト圧化、高圧縮比化により強化されて働くことと成る。

【0040】特にエンジン1cは吸気弁3が一定の開弁角 θ_{ib} (図22参照)で開閉作動すると共に、位相制御手段C2が実開弁角 θ_r (図22参照)を規制する。即ち、ここでもコントロール24cは吸気バルブ開度の運転状態設定マップ(図9、図12参照)に沿って、現在のエンジン回転数 N_e 、負荷 L 及び冷却水温度 w_t に応じたバルブタイミングモードを選択し、同目標モードを達成できる角変位を組み込んだ出力で位相変更手段60を駆動制御できる。この場合も位相制御手段C2の位相変更手段60はロータリーバルブ56と共に吸気マニホールド8に装着されるのみで良く、図15のエンジン1aの位相変更手段54と比較して後付けが容易で、実施が容易化される。上述のところで、エンジンはディーゼルエンジンとして説明したが、本発明をガソリンエンジンに適用しても良く、この場合も同様の作用効果が得られると共に、燃焼室温度を抑えることは、ガソリンエンジンにとって有害なガソリンノックをも防止出来る利点がある。

【0041】

【発明の効果】以上のように、第1の発明によれば、運転状態検出手段の出力に応じて容量可変型のターボ過給機の容量、機械式過給機のクラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御するので、高トルク、高出力運転が可能となる。

【0042】特に、制御手段がターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングの各々の設定値を記憶する制御マップを用い、エンジンの回転数、負荷、冷却水温度に応じた設定値に基づきターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御するので、高出力運転が可能となる。

【0043】他の発明によれば、運転状態検出手段の出力に応じて容量可変型のターボ過給機の容量、機械式過給機のクラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御し、圧縮行程上死点近傍においてエンジンシリンダ内の圧縮空気を排出するので、高トルク、高出力運転制御が容易化され、しかもターボ過給機の容量を最小、即ちノズル面積を最小とし、機械式過給機が作動するように制御するので、十分なエンジンブレーキ力の強化ができる。特に、吸気可変機構が吸気弁とカムの位相を変更する位相変更手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力の強化ができる。特に、吸気可変機構が吸気弁と、吸気弁の開閉位相を制御する位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力の強化ができる。特に、吸気可変機構が吸気弁と、ロータリーバルブと、ロータリーバルブを回転駆動すると共に位相を制御する位相制御手段とから成る場合も、高出力運転が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力の確保ができる。なお、この場合の位相制御手段がモータにより構成されても同様の効果が得られる。特に、吸気可変機構が吸気弁と、ロータリーバルブと、出力軸とロータリーバルブとの動力伝達経路中に介装された位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力を強化できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る過給機付きエンジンの吸気制御装置の全体構成図である。

【図2】図1のエンジン中のターボチャージャーのタービン部分とそのアクチュエータの要部拡大断面図である。

【図3】図1のエンジン中のターボチャージャーの容量切換えモードの説明図である。

【図4】図1のエンジン中のターボチャージャーのタービンの容量切換え説明図である。

【図5】図1のエンジン中のターボチャージャーのタービンの要部断面図である。

【図6】図1のエンジンのコントロールユニットが行う吸気系制御ルーチンのフローチャートである。

【図7】図1のエンジンのコントロールユニットが用いる機械式過給機の通常時運転域制御マップの特性線図である。

【図8】図1のエンジンのコントロールユニットが用いるターボチャージャーの通常時運転域制御マップの特性線図である。

【図9】図1のエンジンのコントロールユニットが用いる吸気タイミングの通常時運転域制御マップの特性線図である。

【図10】図1のエンジンのコントロールユニットが用いる機械式過給機の冷態時運転域制御マップの特性線図である。

【図11】図1のエンジンのコントロールユニットが用いるターボチャージャーの冷態時運転域制御マップの特性線図である。

【図12】図1のエンジンのコントロールユニットが用いる吸気タイミングの冷態時運転域制御マップの特性線図である。

【図13】図1のエンジンの行うミラーサイクル時の筒内圧特性線図である。

【図14】図1のエンジンの吸気弁の開弁角説明図である。

【図15】本発明の他の実施例としての過給機付きエンジンの吸気制御装置の全体構成図である。

【図16】図15の過給機付きエンジンで用いるパワータードシステム（トッピングブレーキ）の全体構成図である。

【図17】図15の過給機付きエンジンがパワータードのみによって示す負の仕事の説明する筒内圧線図である。

【図18】図15の過給機付きエンジンが高ブースト、排気ブレーキ処理を行う場合の負の仕事の説明する筒内圧線図である。

【図19】図15の過給機付きエンジンが高ブースト、パワータード、排気ブレーキ処理を行う場合の負の仕事の説明する筒内圧線図である。

【図20】本発明の他の実施例としての過給機付きエンジンの吸気制御装置の全体構成図である。

【図21】図20の過給機付きエンジン内のロータリーバルブ56を説明するための概略断面図である。

【図22】図20の過給機付きエンジンの吸気弁の開弁角説明図である。

【図23】本発明の他の実施例としての過給機付きエンジンの吸気制御装置の全体構成図である。

【符号の説明】

1	エンジン
1 a	エンジン
1 b	エンジン
1 c	エンジン
2	シリンダ
3	吸気弁
4	排気弁
8	吸気マニホールド
9	吸気路
11	排気路
12	吸気管

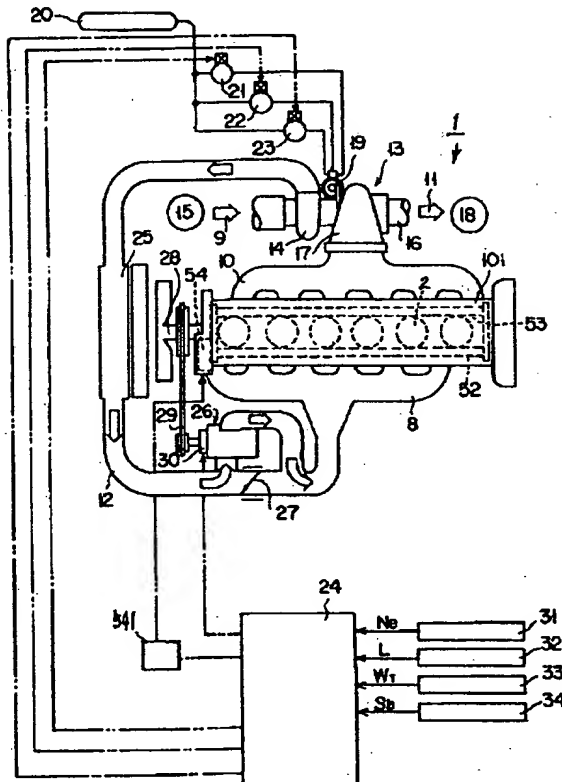
19

- 1 3 ターボチャージャー
- 1 4 コンプレッサ
- 1 6 排気管
- 1 7 タービン
- 1 9 アクチュエータ
- 2 0 エアタンク
- 2 1 第1の開閉弁
- 2 2 第2の開閉弁
- 2 3 第3の開閉弁
- 2 4 コントロールユニット
- 2 4 a コントロールユニット
- 2 4 b コントロールユニット
- 2 4 c コントロールユニット
- 2 6 機械式過給機
- 2 8 グランクシャフト
- 3 0 電磁クラッチ

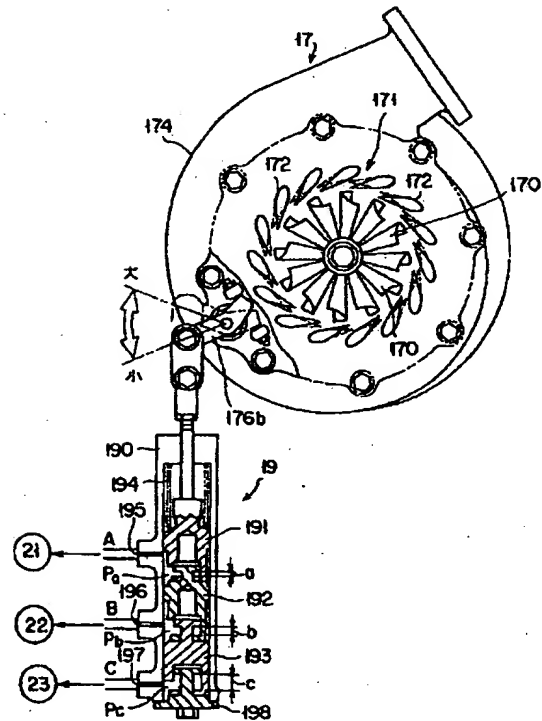
20

- | | |
|--------|--------------|
| 3 1 | 回転センサ |
| 3 2 | 負荷センサ |
| 3 3 | 水温センサ |
| 3 7 | 第2エア弁 |
| 3 8 | コントロールバルブ |
| 4 1 | スレイブピストン |
| 4 2 | 第3弁 |
| 4 3 | 排気ブレーキ |
| 4 5 | パワーワードコントローラ |
| 10 5 4 | 位相変更手段 |
| 5 5 | 位相制御モータ |
| 5 6 | ロータリーバルブ |
| 5 8 | 回転軸 |
| 6 0 | 位相変更手段 |
| C 1 | 位相制御手段 |
| C 2 | 位相制御手段 |

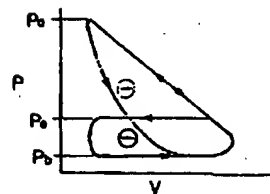
【図 1】



【图2】



【图 17】

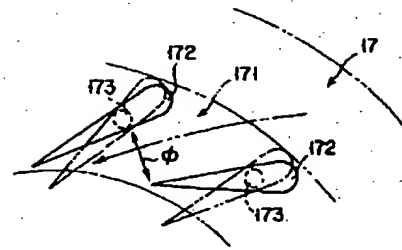


【図3】

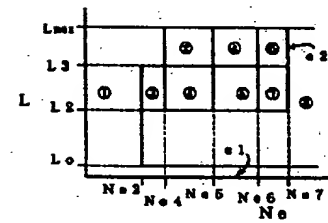
○: エア加圧
×: 大気開放

タービンノズル面積		大 ← → 小							
モ ー ド No.		④	⑦	⑤	⑤	④	②	②	①
シリンダストローク		0	3	6	9	12	16	18	21
エ ア 加 圧	ポ ー ト A	×	○	×	○	×	○	×	○
	ポ ー ト B	×	×	○	○	×	×	○	○
	ポ ー ト C	×	×	×	×	○	○	○	○

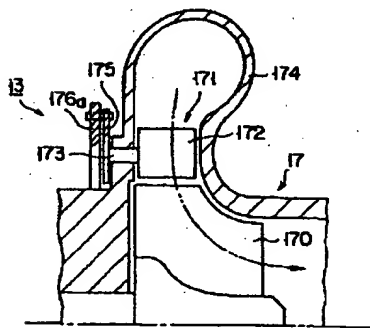
【図4】



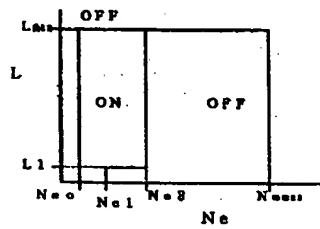
【図8】



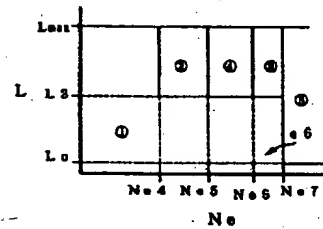
【図5】



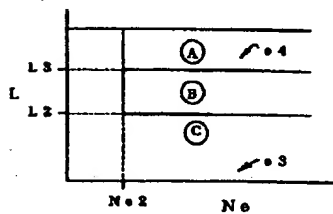
【図7】



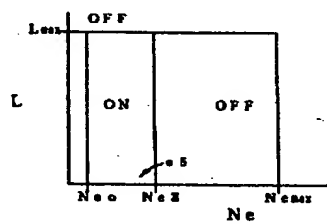
【図11】



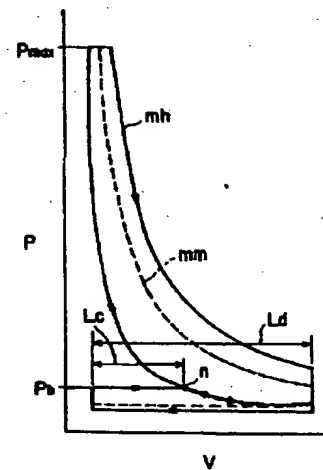
【図9】



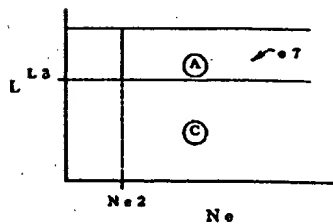
【図10】



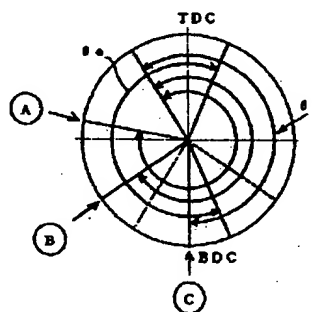
【図13】



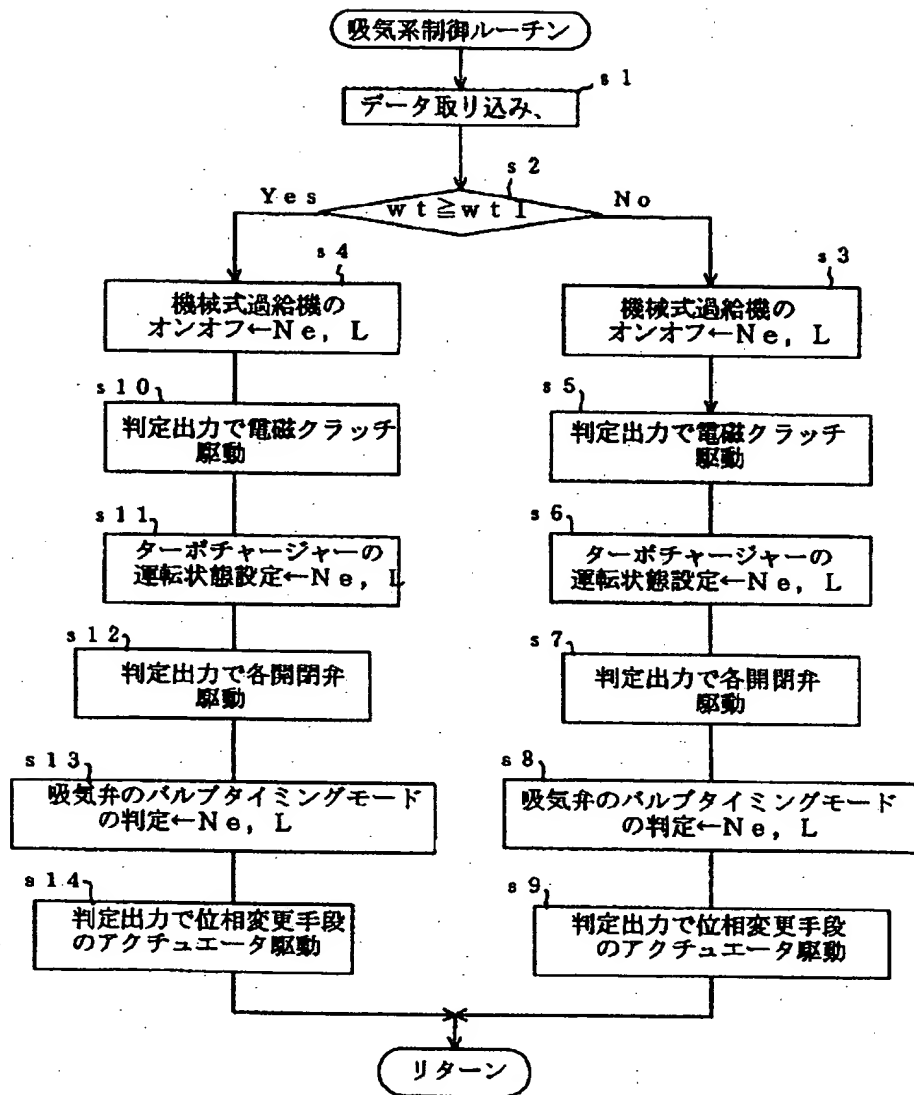
【図12】



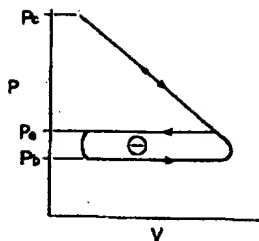
【図14】



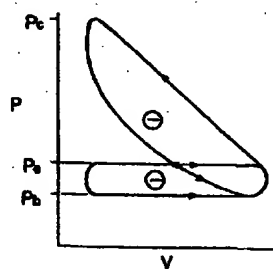
【図6】



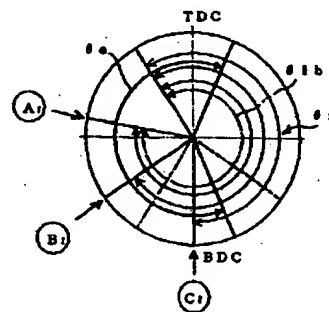
【図18】



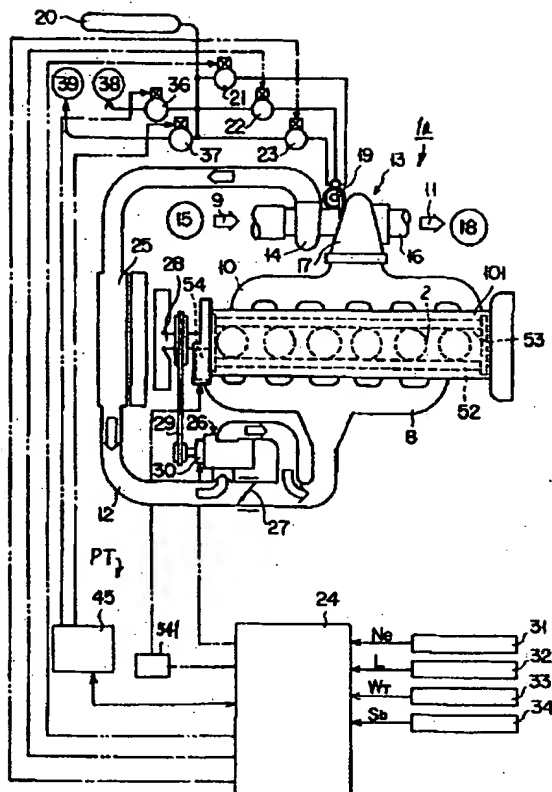
【図19】



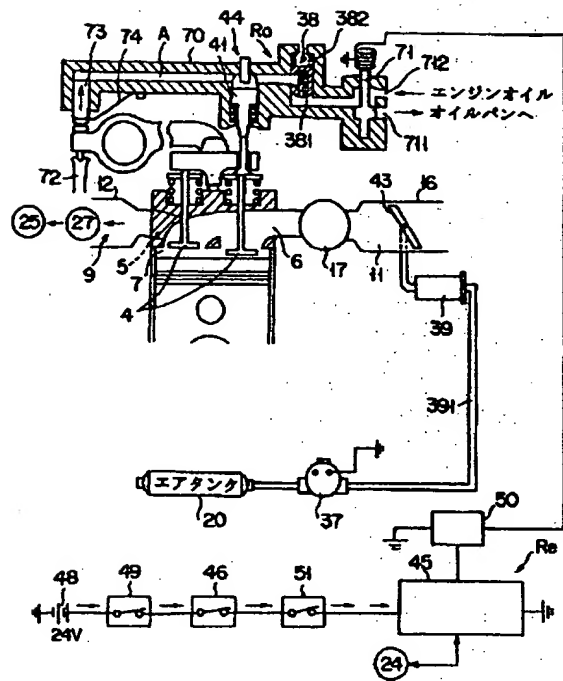
【図22】



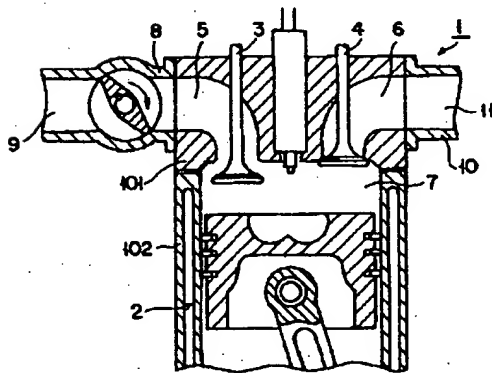
【図15】



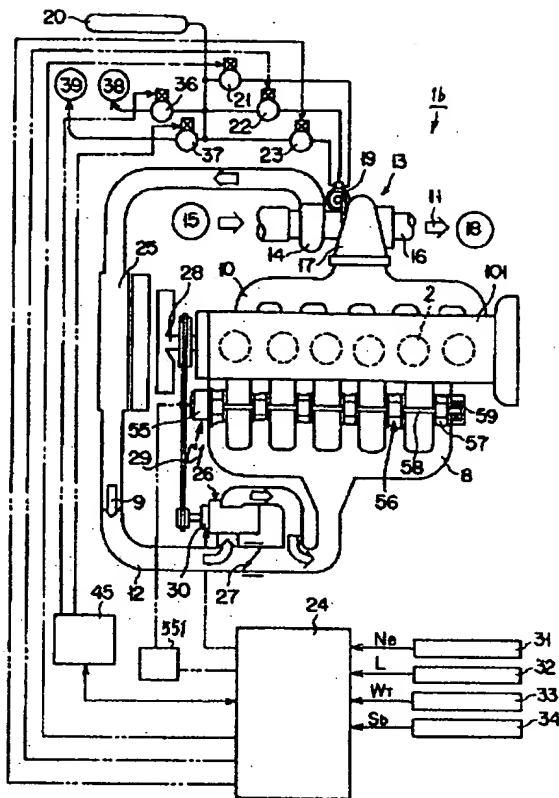
【図16】



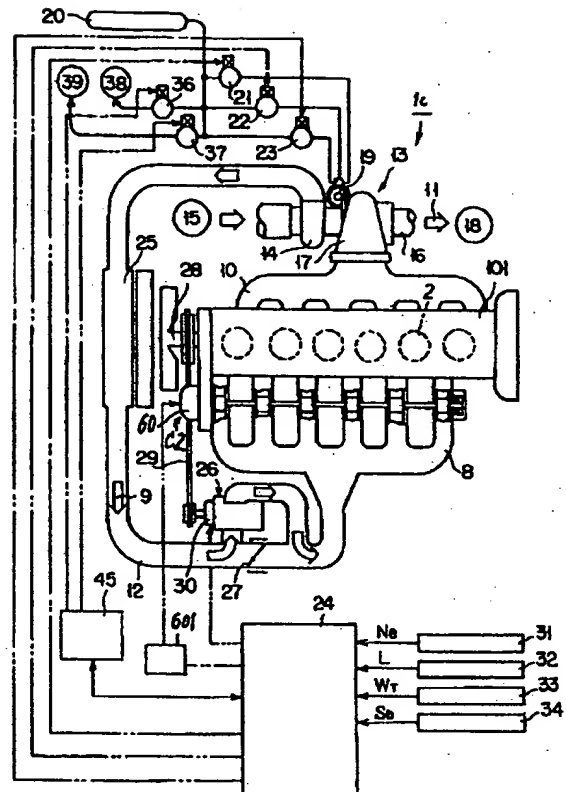
【図21】



【図 20】



【図 23】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

F 0 2 B 39/12

F 0 2 D 13/02

23/00

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

9332-3G

B

K

JAPANESE LAID-OPEN PATENT APPLICATION

H7-91265 (1995)

(19) Japan Patent Office (JP)

(11) Publication No. H7-91265

(12) Laid-Open Patent Application (A)

(43) Publication Date April 4, 1995

(51) Int. Cl. ⁶	Identification Code	In-House Reference No.	FI	Place of Technical Designation
F 02 B 29/08		A		
37/00	302	A 9332-3G		
37/04		B 9332-3G		
37/24				
		9332-3G	F 02 B 37/12	301 Q
F 02 B 39/12		9332-3G		
F 02 D 13/02		B		
23/00		K		

No examination request

Number of claims 8 OL (totally 15 pages)

(21) Application No.

PA H5-238121

(22) Date of Filing

September 24, 1993 (Heisei 5)

(71) Applicant

000006286

Mitsubishi Motors Corp.

33-8, 5-chome, Shiba, Minato-ku
Tokyo

(72) Inventor

Yoshimasa MATSUYOSHI

Mitsubishi Motors Corp.

33-8, 5-chome, Shiba, Minato-ku
Tokyo

(72) Inventor

Hideaki WATANABE

Mitsubishi Motors Corp.

33-8, 5-chome, Shiba, Minato-ku

Tokyo

(74) Agent

Susumu KABAYAMA, Attorney

(with another person)

(54) [Title of the Invention]

INTAKE AIR CONTROLLER OF ENGINE WITH SUPERCHARGER

(57) [Abstract]

[Purpose]

To provide an intake air controller of an engine with a supercharger wherein improved startability and high output are conceived without deteriorating fuel consumption or a sufficient engine brake force is obtained for an engine adopting a mirror cycle.

[Construction]

An intake air controller of an engine with a supercharger is characterized by being provided with: a variable volume type turbocharger **13** arranged in an intake air passage **9** of an engine **1**, a mechanical supercharger **26** arranged downstream from the turbocharger and attachably/detachably connected to a driving shaft **28** via a clutch **30**, intake air variable mechanisms **C1** and **C2** capable of varying intake timing, operating condition detection means **31**, **32**, **33** for detecting operating conditions of engine **1**, and a control means **24** for controlling the volume of turbocharger **13**, the attachment/detachment of clutch

30 and the intake timing of intake air variable mechanisms C1 and C2.

[Claims]

[Claim 1]

An intake air controller of an engine with a supercharger, characterized by providing a variable volume type turbocharger arranged in an intake air passage of an engine and driven by exhaust gas, a mechanical supercharger arranged downstream from the turbocharger and attachably/detachably connected to a driving shaft via a clutch, an intake air variable mechanism capable of varying the intake timing of above engine, an operating condition detection means for detecting operating conditions of above engine, and a control means for controlling the volume of turbocharger, the attachment/detachment of above clutch and the intake timing of above intake air variable mechanisms in accordance with the output of the operating condition detection means.

[Claim 2]

The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claim 1, characterized by the fact that the above operating condition detection means comprise a revolution sensor detecting the revolution of above engine, a load sensor detecting the load of above engine and a temperature sensor detecting the cooling water temperature of above engine, wherein the above control means is provided with control maps storing respective set values of the volume of above turbocharger, attachment/detachment of above clutch and intake timing of above intake air variable mechanisms corresponding to the revolution, load and cooling water temperature of above engine, the volume of above turbocharger, the attachment/detachment of above clutch and the intake timing of above intake air variable mechanisms are controlled based on the set values of above control maps corresponding to the revolution, load and cooling water temperature of above engine detected by the above sensors.

[Claim 3]

An intake air controller of an engine with a supercharger, provided with a variable volume type turbocharger arranged in an intake air passage of an engine, a mechanical supercharger arranged downstream from the turbocharger and attachably/detachably connected to a driving shaft via a clutch, an intake air variable mechanism capable of varying the intake timing of above engine, an operating condition detection means for detecting the operating conditions of above engine, a control means for controlling the volume of turbocharger, the attachment/ detachment of above clutch and the air intake timing of above intake air variable mechanisms in accordance with the out-put of the operating condition detection means, and an opening/shutting means for exhausting compressed air in engine cylinders in the vicinity of at least upper dead point of compression stroke, characterized by the fact that the above control means accomplishes control such that if it determines the condition to be an engine braking condition by the above operating condition detection means, the above opening/shutting means is operated, the closing period of above intake air variable mechanisms is in the vicinity of lower dead point, the volume of above turbocharger is minimized (the nozzle area of the variable volume turbocharger is minimized), and the above clutch is connected to operate the above mechanical supercharger.

[Claim 4]

The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claims 1 ~ 3, characterized by the fact that the above intake air variable mechanism comprises intake valves open/shut driven by a cam rotated by an output shaft of above engine and a phase changing means interposed in a power transmission path of above output shaft and above cam and changes the phase of above cam in accordance with a control signal of above control means.

[Claim 5]

The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claims 1 ~ 3, characterized by the fact that the above intake air variable mechanism comprises intake valves opening/shutting intake ports opened to combustion chambers of above engine and a phase changing means open/shut driving the above intake valves and controlling the opening/shutting phase in accordance with a control signal of above control means.

[Claim 6]

The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claims 1 ~ 3, characterized by the fact that the above intake air variable mechanism comprises intake valves open/shut driven by a cam rotated by the output shaft of above engine, rotary valves provided in the above air intake ports upstream from the intake valves and opening/shutting the above intake valves and a phase control means rotationally driving the above rotary valves and controlling the phase in accordance with a control signal of above control means.

[Claim 7]

The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claim 5 or 6, characterized by the fact that the above phase control means is constructed with a motor.

[Claim 8]

The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claims 1 ~ 3, characterized by the fact that the above intake air variable mechanism comprises intake valves open/shut driven by a cam rotated by an output shaft of above engine, rotary valves provided in the above air intake ports upstream from the intake valves and opening/shutting the above intake valves and a phase changing means interposed in a power transmission path of above output shaft and above cam of above engine.

[Detailed description of the invention]

[0001]

[Industrial applications]

The present invention relates to an intake air controller of an engine with a supercharger wherein a turbocharger and a mechanical supercharger are provided in an intake system and an intake air variable mechanism capable of changing the intake timing of engine is mounted to the intake system to conceive improved output.

[0002]

[Prior Art]

High output is necessary to improve the operational performance of gasoline and diesel engines, and causes reduction in fuel consumption if the displacement is simply increased. It is also effective to conceive high engine output by providing a turbocharger or a mechanical supercharger in an intake system to improve the operational performance without changing the displacement. These superchargers are effective in increasing output, however, they have insufficient initial torque and engine brake force. When mounted, the temperature of combustion chamber is easily excessively increased, especially at high rpm, and the compression ratio is usually preset to be low, which easily results in reduced output at low rpm. In the case of a turbocharger, the turbine must be inhibited in size to ensure response in the low rpm region of the engine. However, if the turbine is reduced, the exhaust passage is narrowed with incomplete scavenging of the combustion chamber, resulting in knocking and increased pumping loss. On the other hand, if the mechanical supercharger increases the speed increase ratio, a sufficient supercharging effect is also obtained at low rpm, but causes an increase of power loss at high rpm. Japan Kokai H2-119621 proposes that the speed increase ratio at low rpm is raised to ensure the startability by a variable volume mechanical supercharger, achieving

improved output by a turbocharger at high rpm. Overlap at high rpm is particularly increased and the scavenging is also enhanced by a valve timing variation means.

[0003]

A mirror cycle has been known which decreases the effective compression ratio and the expansion ratio is ensured by providing a rotary valve separate from an intake valve closed in the vicinity of lower dead point in an intake air passage of engine and closing the air intake passage by the rotary valves on this side of the lower dead point of a piston or at a time after it. When the mirror cycle is compared with a common autcycle, rotational control of the engine is accomplished by migrating the valve-opening period of rotary valve of the intake system, maintaining the intake air passage at atmospheric pressure, reducing the pumping loss of the piston. Particularly, the combustion chamber temperature can be lowered, the generation of NO can be prevented and an expansion ratio greater than the compression ratio can be ensured by reducing the effective compression ratio in the mirror cycle. Therefore thermal efficiency can be kept at a high value, and particularly high output can be ensured by maintaining the intake pipe pressure at a prescribed level.

[0004]

For example, Japan Kokai S61-106920 provides a timing valve on an intake air passage, and the rotary shaft of the valve is driven at a rotating speed $1/2$ as much as that of a crank shaft via a moving means. Moreover, the moving means moves the rotary shaft of the timing valve relative to the angular displacement on the crank shaft side by the motion of an actuator operated by a control circuit. In this case, it is moved in such a direction that the valve-opening period of the timing valve T is earlier than the valve-opening period of the intake valve at a low load, shortening the period for opening both valves, inhibiting the air intake amount to conceive lowering the combustion temperature. On the other hand, the valve-opening period of the timing valve is moved to a direction of overlapping the valve-opening period of the intake valve (delay direction) at a high load, lengthening the period for opening both valves and the air intake amount is increased to achieved an

improved air filling rate. With a cold engine, a second branched passage (intake air by-pass passage) is opened to return to the auto-cycle, achieving an increase in the combustion chamber temperature and reduced combustibility. Moreover, nearly the same engine as that disclosed in Japan Kokai S61-106920 is disclosed in Japan Kokai S61-106918, in which particularly, the second branched passage (intake air by-pass passage) can be opened at a high load to reduce the air intake resistance and return to the autocycle to improve the air intake air filling rate, achieving guaranteed thermal efficiency.

[0005]

[Problems overcome by the invention]

In Japan Kokai H2-119621, however, the startability at low rpm and the output improvement at high rpm is conceived, wherein the overlap of air intake/ exhaust is increased by a valve timing variation means to enhance the scavenging effect. However, this causes reduced fuel consumption because a mechanical supercharger is used in the whole rotation region of engine. Moreover, an engine driven in a mirror cycle is disclosed in Japan Kokai S61-106920 and Japan Kokai S61-106918, and particularly, the engine is returned to the autocycle in cold state, enabling an increase in combustion chamber temperature, or a return to the auto-cycle at high-load and high rpm, improving the intake air filling rate and guaranteeing thermal efficiency, but they do not conceive high output by a combination of superchargers.

Furthermore, a vehicle mounted with an engine driven in the mirror cycle only shows a normal engine brake force in braking.

[0006]

Namely, the common engine simply utilizes the pumping action of the engine as brake force, the magnitude of which is basically decided by displacement. Therefore, in a vehicle mounted with an

engine in which a mirror cycle is adopted to provide relatively low displacement and high output by a combination of superchargers, etc., it has been desired in improving the operability and safety to mount a braking device able to display a brake force greater than a common engine brake when traveling. A purpose of the present invention is to provide an intake air controller of an engine with a supercharger that conceives improved startability and high output of an engine adopting a mirror cycle are conceived without deteriorating the fuel consumption. Another purpose of the present invention consists in providing intake air controller of an engine with a supercharger that gives a sufficient brake force.

[0007]

[Problem resolution means]

To achieve aforesaid purpose, an invention is characterized by providing a variable volume type turbocharger arranged in the intake air passage of an engine and driven by exhaust gas, a mechanical supercharger arranged downstream of the turbocharger, attachably/detachably connected to a driving shaft via a clutch, an intake air variable mechanism capable of varying an intake timing of above engine, an operating condition detection means for detecting the operating conditions of above engine, and a control means for controlling the volume of turbocharger, the attachment/detachment of above clutch and the intake timing of above intake air variable mechanisms in accordance with the output of the operating condition detection means.

[0008]

The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claim 1 may also be characterized by the fact that the above operating condition detection means comprise a revolution sensor detecting the revolution of above engine, a load sensor detecting the load of the above engine and a temperature sensor detecting the cooling water temperature of above engine, wherein the above control means is provided with control maps storing respective set values of the volume of above

turbocharger, attachment/detachment of above clutch and intake timing of above intake air variable mechanisms corresponding to the revolution, load and cooling water temperature of above engine, the volume of above turbocharger, the attachment/detachment of above clutch and the intake timing of above intake air variable mechanisms are controlled based on the set values of above control maps corresponding to the revolution, load and cooling water temperature of above engine detected by the above sensors.

[0009]

Another invention is characterized by providing a variable volume type turbocharger arranged in the intake air passage of an engine, a mechanical supercharger arranged downstream from the turbocharger and attachably/detachably connected to a driving shaft via a clutch, an intake air variable mechanism capable of varying an intake timing of above engine, an operating condition detection means for detecting operating conditions of above engine, a control means for controlling the volume of the turbocharger, the attachment/ detachment of above clutch and the air intake timing of above intake air variable mechanisms in accordance with the output of the operating condition detection means, and an opening/shutting means for exhausting compressed air in engine cylinders in the vicinity of at least upper dead point of compression stroke, and is so controlled that if it determines the condition to be an engine braking condition by the above operating condition detection means, the above opening/shutting means is operated, the closing period of above intake air variable mechanisms is in the vicinity of lower dead point, the volume of above turbocharger is minimized (the nozzle area of the variable volume turbocharger is minimized), and the above clutch is connected to operate the above mechanical supercharger.

[0010]

The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claim 1 ~ 3 is also be characterized by the fact that the above intake air variable mechanism comprises intake valves open/shut driven by a cam rotated by an output shaft of above engine and a phase changing means

interposed in a power transmission path of above output shaft and above cam and change the phase of above cam in accordance with a control signal of above control means. The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claims 1 ~ 3 is also characterized by the fact that the above intake air variable mechanism comprises intake valves opening/shutting intake ports opened to combustion chambers of above engine and a phase changing means open/shut, driving the above intake valves and controlling the opening/shutting phase in accordance with a control signal of above control means. The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claims 1 ~ 3 may also be characterized by the fact that the above intake air variable mechanism comprises intake valves open/shut driven by a cam rotated by an output shaft of above engine, rotary valves provided in the above air intake ports upstream from the intake valves and opening/shutting the above intake valves and a phase control means rotationally driving the above rotary valves and controlling the phase in accordance with a control signal of above control means.

[0011]

The intake air controller of an engine with the supercharger described in Claim 5 or 6 may also be characterized by the fact that the above phase control means is constructed with a motor.

[0012]

The intake air controller of an engine with a supercharger described in Claims 1 ~ 3 may also be characterized by the fact that the above intake air variable mechanism comprises intake valves open/shut driven by a cam rotated by an output shaft of above engine, rotary valves provided in the above air intake ports upstream from the intake valves and opening/shutting the above intake valves and a phase changing means interposed in the power transmission path of above output shaft and above cam of above engine.

[0013]

[Operation]

In one invention, high-output operational control is facilitated because the control means for controlling the variable volume type turbocharger, the mechanical supercharger attachably/detachably connected to the driving shaft via the clutch and the intake air variable mechanisms capable of changing the intake timing of engine controls the volume of turbocharger, the attachment/detachment of the clutch and the intake timing of intake air variable mechanisms in accordance with the output of the operating condition detection means. Particularly, high-output operational control is more greatly facilitated because the control means finds a set value corresponding to the revolution of engine from the revolution sensor, a set value corresponding to the load from the load sensor and a set value corresponding to the cooling temperature from the temperature sensor by using the control maps for storing respective set values of the volume of above turbocharger, attachment/ detachment of above clutch and intake timing of above intake air variable mechanisms and controls the volume of turbocharger, the attachment/detachment of clutch and the intake timing of intake air variable mechanisms based on these set values. In another invention, the engine braking control is facilitated because the control means for controlling the variable volume type turbocharger, the mechanical supercharger attachably/detachably connected to the driving shaft via the clutch, the intake air variable mechanism capable of varying the intake timing of engine and the opening/ closing means discharging the compression air in engine cylinder in the vicinity of upper dead point of the compression stroke accomplishes control such that if it determines the condition to be an engine braking condition by the above operating condition detection means, the opening/shutting means is operated, the closing period of above intake air variable mechanisms is in the vicinity of lower dead point, the volume of above turbocharger is minimized, i.e., the nozzle area is minimized, and the clutch is connected to operate the above mechanical supercharger.

[0014]

Particularly, high-output operational control is also facilitated or the engine braking control is also facilitated when the intake air variable mechanism in the controllers described in Claims 1 ~ 3

comprises the intake valves and the phase changing means for changing the cam phase in accordance with the output of the control means. Particularly, high-output operational control is also facilitated or engine braking control is also facilitated when the intake air variable mechanism in the controllers described in Claims 1 ~ 3 comprises the intake valves and the phase changing means for open/shut driving the intake valves and controlling the open/shut phase in accordance with a control signal of controller. High-output operational control is also facilitated or the engine braking control is also facilitated when the intake air variable mechanism in the controllers described in Claims 1 ~ 3 comprises the intake valves, the rotary valve upstream from the intake valves and the phase changing means for rotationally driving the intake valve and controlling the phase in accordance with a control signal of control means. Moreover, the phase changing means in this case operates the same if it is constructed with a motor, and high-output operational control is also facilitated or the engine braking control is also facilitated when the intake air variable mechanism in the controllers described in Claims 1 ~ 3 comprises the intake valves, the rotary valves provided upstream from the intake valves, rotated by the output shaft and opening/shutting the air intake ports and the phase changing means interposed in the power transmission path between the output shaft and the rotary valve.

[0015]

[Embodiment example]

Fig. 1 shows an intake air controller of an engine with a supercharger as an embodiment example of the present invention. A diesel engine (hereafter referred to as "engine") 1 mounted with this intake air controller of an engine with a supercharger accommodates multiple cylinders 2 in its body. An air intake port 5, an air exhaust port 6 is formed in a combustion chamber 7 of each cylinder 2, respectively in a way capable of communication via air intake/exhaust valves 3 and 4 (see Fig. 16). The air intake port 5 of each cylinder communicates with an intake air passage 9 via an intake manifold 8, and the air intake port 6 of each cylinder communicates with an exhaust air passage 11 via an exhaust manifold 10. The intake air passage 9 is constructed by a mechanical supercharger 26 directly connected to the intake manifold 8 and a provided check valve 27, an intercooler 25, an

intake pipe 12 extending via a compressor 14 of a turbocharger 13 and an air cleaner 15 at its front end. The exhaust air passage 11 is constructed by a turbine 17 of turbo-charger 13 directly connected to the air exhaust manifold 10, an exhaust pipe 16 extending from the turbine 17 and a muffler at its front end.

[0016]

The mechanical supercharger 26 receives the rotating force of crank shaft 28 of engine 1 via a pulley 29 and an electromagnetic clutch 30 and pump operates a pair of un-shown rotors to pressure deliver air to the intercooler 25 side. The electromagnetic clutch 30 is connected to a control unit 24 described later, transfers the rotating force of crank shaft 28 to the mechanical supercharger 26 by an ON output and can be pump operated. The check valve 27 provided with the mechanical supercharger 26 has a central axis offset from the center of cross-section of an intake pipe 12. Therefore, if a part having a relative large pressed surface to the central axis in this valve reverse flows into the intake pipe 12, the valve can block the intake air passage 9 and operate in an automatically blocked state to check the flow. The intercooler 25 is provided in front of engine 1 and adopts a well-known construction wherein a pressurized air from the turbocharger 13 is air cooled to deliver it to the intake port side.

[0017]

The turbocharger 13 is of a variable volume type and, as shown in Fig. 1, Fig. 2 and Fig. 5, the turbine 17 is constructed to disperse vanes 172 of airfoil cross-section, and arranges them at the whole periphery of nozzle part 171 in a scroll part accommodating the turbine blades 170 at pre-determined spacing from each other. The rotary shaft 173 of vanes 172 extends to the outside of casing 174 and is integrally combined with an external lever 175. The rotating end of each external lever 175 is connected to an actuator 19 via links 176a and 176b. Here, the actuator 19 is an 8-position air cylinder, and a first, a second and a third pistons 191, 192, 193 are accommodated in a cylindrical casing 190 movably relative to each other. The three pistons are press energized to a reference position at one end by a return spring 194. Here, three ports 195, 196, 197 are formed on the side wall

of casing **190**, and are able to communicate with a high-pressure air tank **20** via first, second and third open/shut valves **21**, **22**, **23**. Moreover, each solenoid of the first, second and third open/shut valves **21**, **22**, **23** is connected to the control unit **24** described later.

[0018]

A port **195** (port A) communicates with a pressure chamber Ea between the first and second pistons **191**, **192**, a port **196** (port B) communicates with a pressure chamber Eb between the second and third pistons **192**, **193**, and a port **197** (port C) communicates with a pressure chamber Ec between the second and third pistons **193** and a cylinder low wall **198**. Moreover, the first piston **191** is provided with a travel controller capable of making a relative movement at only a spacing a (3 mm here) to the second piston **192**, the second piston **192** has a travel controller capable of making a relative movement at only a spacing b (6 mm here) to the third piston **193**, and the third piston **193** has a travel controller capable of making a relative movement at only a spacing c (12 mm here) to the cylinder low wall **198**. Therefore, the cylinder stroke can be held in 8 stages from a mode ⑧ of large turbine nozzle area ϕ of nozzle part **17** (small cylinder stroke) (a position shown by a two-dot chain line in Fig. 4) to a mode ① of small turbine nozzle area ϕ of nozzle part **17** (large cylinder stroke).

[0019]

Furthermore, the turbine **17** may have a un-shown by-pass passage for detouring an inflow port and an outflow port of turbine. A well-known Westgate valve is arranged at a site on the outflow port side of the by-pass passage, and the valve is always close energized. The valve is also connected to a well-known supercharge pressure control actuator and is so constructed that the compressor air pressure is received in the supercharged condition and the Westgate valve detours the air of inflow port of the turbine to the outflow port. Here, an air intake camshaft **52** and an exhaust cam-shaft **53** for open/shut driving the intake valves **3** and the exhaust valves **4** are accommodated in a cylinder head **101** of engine **1** and connected to the crank shaft **28** via a un-shown valve driving system. In particular, the air intake camshaft **52** is connected to the un-shown valve driving system via a phase

changing means 54 for changing the phase of a un-shown air intake cam.

[0020]

In this instance the phase changing means 54 adopts construction capable of adjusting the rotary angle of air intake camshaft 52 to the rotary shaft on the valve driving system side at a desired increment/decrement and is so constructed that splines reverse to each other are formed at the end of air intake camshaft 52 and the end of a un-shown rotary shaft on the valve driving system side, have a cylindrical sliding body continuously fitted thereto, an engagement part engaged with the two splines, and are respectively formed at the inner wall of the cylindrical slider and an actuator (un-shown) for phase switching which axially switches and moves the slider is provided, and the actuator is switched by the control unit 24. As shown in Fig. 14, the open/shut timing of the intake valve is set up to selectively switch to three valve timing modes A, B, C. Namely, the delay angle θ_i of intake valve is set to be, say, ABDC 100° in the valve timing mode A, the delay angle θ_i of intake valve is set to be, say, ABDC 50° in the valve timing mode B, and the delay angle θ_i of intake valve is set to be, say, BDC (? , no number here, translator) in a necessity of achieving a high compression ratio ϵ in the valve timing mode C. It is desirable that the delay angle θ_i be set to be ABDC $80^\circ \sim 120^\circ$ to inhibit a rise of combustion chamber temperature and to create a high compression ratio ϵ in the valve timing mode A, and it is desirable that the angle be ABDC $40^\circ \sim 60^\circ$ in the valve timing mode B.

[0021]

Such well-known hard construction is adopted in which the principal part of control unit 24 is formed by a computer and is provided with ROM (Read-Only Memory) 241, RAM (Random Access Memory) 242, CPU (Microprocessor) 243, an input port 244 and an output port 245. A revolution sensor 31 for outputting a revolution Ne signal of engine, a load sensor 32 for outputting a load L signal of engine, a temperature sensor 33 for outputting a cooling water temperature wt signal of engine as operating condition detection means, etc. are connected to the input port 244 via a

un-shown AD converter, respectively. On the other hand, an electro-magnetic clutch 30, an actuator of phase changing means 54, the first, second and third open/shut valves 21, 22, 23 are connected to the output port 245 via a corresponding un-shown driving circuit, respectively. An intake system control program shown in Fig. 6, operating condition setup maps of mechanical supercharger at normal, variable turbo, intake valve opening in Fig. 7 ~ Fig. 9, operating condition setup maps of mechanical supercharger in cold state, variable turbo, intake valve opening in Fig. 10 ~ Fig. 12, etc. are stored and processed in ROM (Read-Only Memory) 241.

[0022]

Here, in the operating condition setup map of mechanical supercharger 26 at normal in Fig. 7, Ne 0 is set to a revolution slightly higher than the cranking revolution, Ne 1 is set to a revolution slightly lower than the idle revolution, Ne 3 is set to $(N_{\text{max}}: \text{maximum revolution}) \times 0.4$, and L1 is set to $(L_{\text{max}}: \text{maximum load}) \times 0.1$ (~ 0.3). Thereby, the prevention of torque increase at low rpm and deterioration of fuel consumption at high rpm is conceived. Moreover, the mechanical supercharger is cut down at the idle of engine warm-up. In the operating condition setup map of turbocharger 13 at normal in Fig. 8, Ne 2 is set to $0.35 \times N_{\text{max}}$, Ne 4 is set to $0.45 \times N_{\text{max}}$, Ne 5 is set to $0.6 \times N_{\text{max}}$, Ne 6 is set to $0.7 \times N_{\text{max}}$, Ne 7 is set to $0.8 \times N_{\text{max}}$, L0 is set to $(0.1 \sim 0.2) \times L_{\text{max}}$, L2 is set to $(0.4 \sim 0.5) \times L_{\text{max}}$, and L3 is set to $(0.6 \sim 0.7) \times L_{\text{max}}$. The conditions are set so that the filling efficiency at engine braking in a region e1, the turbine nozzle area is slowly increased with an increase of revolution in region 2 of a medium-high load, and the filling efficiency is increased in a range not achieved by supercharging.

[0023]

In the operating condition setup map of intake valve opening at normal in Fig. 9, these conditions are established to conceive a high compression ratio ϵ in a region e3 (shown as mode C in Fig. 9), an engine brake enhancement and a low compression ratio ϵ stepwise in a region e4 of medium-high load (shown as mode B, A modes in Fig. 9) and to prevent knocking by inhibiting a rise in the

combustion chamber temperature. Here, in the operating condition setup map of mechanical supercharger **26** in the cold state in Fig. 10, the mechanical supercharger **26** is turned ON to accelerate engine warm-up at an idling time e5. In the operating condition setup map of turbocharger **13** in cold in Fig. 11, the execution of supercharging to accelerate the engine warm-up is accomplished in region e6 of medium rotation and medium load. In the operating condition setup map of intake valve opening in cold state in Fig. 12, conditions are established to achieved a low compression ratio ϵ to prevent knocking in a high-rotation high-load region e7 (shown as mode A in Fig. 12) and a high compression ratio ϵ and acceleration of engine warm-up are achieved in all other regions (shown as mode C in Fig. 12). The control processing of such a control unit **24** is described with the intake system control routine shown in Fig. 6.

[0024]

The control unit **24** executes a un-shown well-known main routine including fuel injection control by ON processing of a un-shown main switch and reaches an air intake system control routine of Fig. 6 on the way. Here, as show in Fig. 13, the compression stroke L_c becomes shorter than the expansion stroke L_d and the compression ratio ϵ becomes lower than the expansion ratio from the fact that the intake valve is delayed at a position of crank angle n , a rise of combustion temperature is inhibited, and simultaneously has a mirror cycle operation that can increase the air intake pipe pressure to raise the filling efficiency by the motion of mechanical supercharger **26** and turbocharger **13**, thereby achieving high compression, high torque and high output. The control unit **24** incorporates detection signals of engine revolution N_e , load L , water temperature w_t , etc. from the sensors and stores the resultant data in pre-determined areas. Whether the water temperature w_t is higher than the value w_{t1} for determining engine warm-up is determined in step s2, and the flow proceeds to step s3 in the cold state and proceeds to step s4 in engine warm-up.

[0025]

The ON/OFF of mechanical supercharger **26** corresponding to the current revolution N_e and the load

L are determined along the map of Fig. 10 in the step s3, and the electromagnetic clutch 30 of mechanical supercharger 26 is driven by an output which is the same as the determined condition in step s5. One of five step modes ①, ②, ④, ⑥ and ⑧ corresponding to the current revolution Ne and the load L is further selected using the operating condition setup map of turbocharger 13 in Fig. 11 in step s6 and step s7, the first, second and third open/shut valves 21, 22, 23 are ON/ OFF driven by an output corresponding to the setup modes, and the flow proceeds to step s8 and step s9. Here, a determination of the valve timing mode A or C of intake valve corresponding to the current revolution Ne and load L is made along the operating condition setup map of intake valve opening in the cold state shown in Fig. 12, the actuator of phase changing means 54 is driven by an output capable of achieving the set mode, and then returned by changing the delay angle θ_i of intake valve to an equivalent set mode.

[0026]

On the other hand, if the flow proceeds to the step s4 as engine warm-up in the step s2, the ON/OFF of mechanical supercharger 26 corresponding to the current revolution Ne and load L is determined along the map of Fig. 7, and the electromagnetic clutch 30 of mechanical supercharger 26 is driven by an output along the determination condition in the step s10. One of eight step modes ① to ⑧ corresponding to the current revolution Ne and the load L is further selected using the operating condition setup map of turbocharger 13 of Fig. 8 in step s11 and step s12, the first, second and third open/shut valves 21, 22, 23 are ON/OFF driven by an output corresponding to the setup modes, and the flow proceeds to step s14 and step s15. A determination of the valve timing mode A or C of intake valve corresponding to the current revolution Ne and load L is made along the operating condition setup map of intake valve opening at warm-up of Fig. 9, the actuator of phase changing means 54 is driven by an output capable of achieving the set mode, and then returned by changing the delay angle θ_i of intake valve to an equivalent set mode.

[0027]

Thus, in embodiment example 1 shown in Fig. 1, the control means consisting of control unit 24

calculates control values corresponding to the engine revolution and Ne, load L and cooling water temperature wt that are outputs of operating condition detection means and controls the turbine nozzle area (volume) of turbocharger, the attachment/detachment of electromagnetic clutch 30 of mechanical supercharger 26 and the delay angle θ_i of intake valve (intake timing) by switching them to the control values. Therefore, in embodiment example 1 shown in Fig. 1, the engine is operated in a mirror cycle by the motion of phase changing means 54, therefore the combustion chamber temperature can be inhibited to prevent the generation of NO_x . Warm-up is accelerated in the cold state of the engine and the engine inhibits the combustion chamber temperature at the completion of warm-up, in addition, the torque up and the startability at low rpm can be improved by applying the motion of mechanical supercharger 26, and increased output at high rotation is accomplished by applying the motion of turbocharger 13.

[0028]

The engine 1 of Fig. 1 rotates its air intake camshaft 52 at 1/2 the speed of the crank shaft and the phase changing means 54 for changing the phase of air intake cam 52 is interposed in a valve driving system (power transmission system), but a phase control means (un-shown) comprising an electric motor that can rotationally drive the air intake camshaft 52 and increase/decrease adjust its displacement of rotary angle and a driving circuit of the motor may also be used in place of the phase changing means 54, in which case the control unit 24 incorporates an angular displacement that can achieve a single mode in the valve timing modes A, B, C selected using the operating condition setup maps of intake valve opening (see Fig. 9, Fig. 12) as described above to rotationally drive the air intake camshaft 52. In this case, the same working effect as that of the system of Fig. 1 is also obtained. Another embodiment example of the present invention is shown in Fig. 15. The same construction is adopted in an engine 1a of this Fig. 15 except that a power-tard ($\cong \Delta L$) system (topping brake) PT that makes engine brake stronger than the engine 1 of Fig. 1 is mounted. Here, same symbols are attached to same members, and their repeated description is omitted.

[0029]

This power-tard ($\cong \Delta L$) system (topping brake) PT is provided in each cylinder 2 of the engine as shown in Fig. 16 ~ Fig. 19, a combustion chamber 7 is opened to an exhaust port 6 in the vicinity of upper dead point, and the system is constructed by an exhaust valve opening/shutting mechanism 44 for discharging compressed air to an exhaust passage 11 and an oil hydraulic passage Ro driving the mechanism 44, an exhaust push rod 72 (or inlet push rod) for increasing the oil pressure in an oil hydraulic passage A and an electronic control circuit Re. This diagram shows 4 valve heads having two air intake/exhaust valves for each cylinder, respectively, a slave piston 41 in touch with the side end face of one shaft of an exhaust valve 4 is provided opposite to each combustion chamber 7, respectively, and is slidably mounted to a power-tard assembly 70 as shown in Fig. 16. A master piston 73 operated by a solenoid valve 71 that electronically switches a high-pressure port 711 and a low-pressure port 712 of engine oil, a control valve 38 with an actuator 381 for controlling the slave piston 41 and the exhaust push rod 72 (or inlet push rod) when the braking action is generated, is mounted to the oil hydraulic passage Ro for driving the slave piston 41.

[0030]

The solenoid valve 71 is switch operated by the electronic control circuit Re, which is provided with a clutch switch 49 turned ON to a power supply 48 at the time of touching a un-shown clutch, an exhaust braking switch 46 manually turned ON as necessary, an access switch 51 turned on when a un-shown access pedal of engine is in the opened state, a power-tard controller 45 and a power-tard switch 50 turned on in an engine revolution region where the power-tard system is operated (e. g., $N_e \geq N_{e2}$). The power-tard controller 45 is constructed to give/receive signals with a control unit 24. Moreover, a braking switch 34 that outputs a braking signal Sb at the time of stepping on a un-shown pedal is also connected to the control unit 24.

[0031]

Moreover, a wire from the access switch 51 is branched and connected to an air valve 37. If it

becomes an exhaust braking condition, the air valve 37 is opened, high-pressure air is delivered from an high-pressure air tank 20 to an exhaust braking cylinder 39 through an air pipe 391, and an exhaust braking valve 43 is operated in the closed state at this time. Operations of the parts when the power-tard system becomes ON state are described next. At this time, the solenoid valve 71 is opened by a signal from the power-tard switch 50, the high-pressure port 712 of engine oil is opened (low-pressure port 711 is closed), the oil pressure pushes up the check valve 381 of control valve 38, and the engine oil is supplied to the oil hydraulic passage A.

[0032]

Therefore, the master piston 73 is pushed down until it comes into contact with the exhaust push rod 72 (or inlet push rod). Simultaneously, the master piston 73 is pushed up by the exhaust push rod 72 (or inlet push rod) to generate an oil pressure in the oil hydraulic passage A. Therefore, the check valve 381 of control valve 38 is closed, and one side of exhaust valve 4 is opened via the slave piston 41. Next, when the power-tard system becomes the OFF state, the solenoid valve 71 is closed to interrupt the engine oil from the engine oil high-pressure port 712. Therefore, the control valve 38 is pushed down in the valve slave cylinder 74 and becomes a state separated from the exhaust push rod 72 (or inlet push rod), and an oil pressure for opening the exhaust valve 4 in the vicinity of compression upper dead point is not generated.

[0033]

As with engine 1 of Fig. 1, the engine 1a provided with such a power-tard system (topping (sic) brake) PT calculates control values corresponding to the engine revolution and N_e , load L and cooling water temperature w_t that are outputs of operating condition detection means and controls the turbine nozzle area (volume) of the turbocharger, the attachment/detachment of electromagnetic clutch 30 of mechanical supercharger 26 and the delay angle θ_i of intake valve (intake timing) by switching them to the control values. The motion of brake force is described by a combination of components based on the following operations. The case of solid line of Fig. 17 indicates a brake force in the case of

exhaust brake ON operation only. On the low-pressure side of an indicator diagram of Fig. 17, exhaust pressure P_e is raised by closing exhaust valve 43, and a brake force equivalent to a pressure difference from a boost pressure P_b (pumping loss) is obtained. In contrast, if the power-tard switch 50 is in the ON state, a negative work is accomplished by lowering the pressure in the cylinder in the expansion stroke, like a two-dot chain line of Fig. 17, because the slave piston 41 pushes down the exhaust valve 4 and the combustion chamber 7 is opened to an exhaust passage 11 through the exhaust port 6. In this manner, both of exhaust brake force and power-tard brake force are allowed to work on the engine by a negative work at the intake/exhaust strokes and compression/ expansion strokes, respectively.

[0034]

In contrast, a high boosting and a high compression ratio are conceived by the motion of the turbocharger 13 and phase changing means 54 in braking with engine 1a of Fig. 15. Namely, when braking becoming a medium/high region in this load-free case, the turbine nozzle area of turbocharger 13 is narrowed (see Fig. 4, Fig. 5) to form high supercharge, and the filling efficiency is increased by the high boost pressure. Moreover, the phase changing means 54 maintains region e3 (intake valve close in BDC) in a high compression ratio ϵ (see Fig. 9, Fig. 12), and the cylinder pressure P_c nearby TDC becomes higher than a normal cylinder pressure P_a . Therefore, as shown in Fig. 19, relatively big negative work at the intake/exhaust strokes and compression/expansion strokes is formed, respectively, both of the power-tard brake force and exhaust brake force work by further enhancing them with high boost pressure. In Fig. 18, a power-tard processing is not made, and a negative work (brake force) in case of performing high boosting and exhaust braking only is shown.

[0035]

Thus, the engine 1a of Fig. 15 is operated in a mirror cycle on traveling, and can inhibit the combustion chamber temperature to prevent the generation of NO_x , accelerates warm-up in the cold state of the engine and inhibits the combustion chamber temperature upon the completion of warm-up.

In addition, the engine 1a can apply the motion of mechanical supercharger 26 to improve the torque up and startability at low rpm and apply the motion of turbocharger 13 to conceive an increase of output at high rpm. Particularly, the negative work at the intake/exhaust strokes and compression/expansion strokes is further enhanced by creating a high boost pressure and a high compression ratio and the engine 1a of Fig. 15 can display large enough brake force when braking based on power-tared and exhaust brake processing, respectively. Engine 1a of Fig. 15 rotates its air intake camshaft 52 at 1/2 the speed of the crank shaft and the phase changing means 54 for changing the phase of the air intake cam 52 is interposed in a valve driving system (power transmission system), but a phase control means (un-shown) comprising an electric motor that can rotationally drive the air intake camshaft 52 and increase/decrease adjust the displacement of the rotary angle and the driving circuit of the motor may also be used in place of the phase changing means 54. In this case, the control unit 24 incorporates angular displacement that can achieve a single mode in valve timing modes A, B, C selected using the operating condition setup maps of intake valve opening (see Fig. 9, Fig. 12) as described above to rotationally drive the air intake camshaft 52. In this case, the same working effect as the system of Fig. 15 is also obtained.

[0036]

Yet another embodiment example of the present invention is shown in Fig. 20. The same construction is adopted in engine 1b of Fig. 20, except that a phase control means C1 is provided in place of the phase changing means 54. Here, same symbols are attached to same members, and their repeated description is omitted. The phase control means C1 is constructed by rotary valves 56 for opening/shutting air intake ports extending from combustion chambers 7 of cylinders 2 and a control unit 24 comprising a phase control motor 55 for rotationally driving the rotary valves 56 and controlling the phase and its driving circuit 551. As shown in Fig. 20, Fig. 21, the rotary valves 56 are formed by a rotary shaft 58, and the branched tubes of an intake manifold 8 pass through and rotary valves 57 that are integrally coupled with this rotary shaft and open/shut the air intake passage of each branched tube, and two ends of the shaft are pivoted at the intake manifold 8 side by bearings 59. One end of the rotary shaft 58 is connected to the phase control motor 55. The

phase control motor 55 rotationally drives the rotary shaft 58 and can increase/decrease adjust its displacement of rotary angle.

[0037]

As with engine 1a of Fig. 15, the engine 1b provided with the phase control means C1 comprising such a phase control motor 55 and the rotary valves 56 driven thereby is operated in a mirror cycle on traveling, can inhibit the combustion chamber temperature to prevent the generation of NO_x , accelerates the warm-up in cold state of engine and inhibits the combustion chamber temperature at the completion of warm-up. In addition, the engine 1b can apply the motion of a mechanical supercharger 26 to improve the torque up and startability at low rpm and apply the motion of turbocharger 13 to increase output at high rpm. Particularly, the negative work at the intake/exhaust strokes and compression/expansion strokes is further enhanced by making a high boosting pressure and a high compression ratio when braking based on power-tard and exhaust brake processing, respectively. Particularly, the engine 1b is open/shut at a given valve-opening angle θ_{ib} of the intake valve 3 (see Fig. 22), and the phase control means C1 controls a real valve-opening angle θ_r (see Fig. 22). Namely, valve timing modes Ar, Br, Cr corresponding to the current engine revolution Ne, load L and cooling water temperature wt are also set to the same intake valve-opening angles θ_r (= BDC, BDC+50, BDC+100) as the valve-opening angles of Fig. 14. In this case, the control unit 24b can also select a mode from operating condition information and rotationally drive the rotary valves 56 via the phase control motor 55 by an output incorporating an angular displacement capable of achieving the target mode and control the phase.

[0038]

Here, the phase control motor 55 of phase control means may be mounted only to the intake manifold with the rotary valves 56, In comparison with the phase changing means 54 of engine 1a of Fig. 15, rear mounting is easy and its embodiment is facilitated. Yet another embodiment example of the present invention is shown in Fig. 23. In comparison with engine 1b of Fig. 20, the same construction

is adopted in engine 1c of this Fig. 23 except that a phase control means C2 is provided in place of the phase control means C1. Here, the same symbols are attached to same members, and their repeated description is omitted. The phase control means C2 is constructed by rotary valves 56 for opening/shutting air intake ports and a control unit 24 comprising a phase changing means 60 interposed in a valve driving system (power transmission system) connecting a crank shaft 28 and rotary valves 56 and controlling the phase of rotary angle of rotary valves 56 and its driving circuit 601.

[0039]

Here, the phase changing means 60 may adopt construction which enables increase/ decrease adjusting the displacement of the rotary angle of rotary shaft 58 to the rotary shaft on the valve driving system to a desired amount, and is so constructed that splines reverse to each other are formed at the end of rotary shaft 58 and the end of un-shown rotary shaft on the valve driving system side, a cylindrical slider continuously fitted thereto is provided, an engagement part engaged with the two splines, respectively are provided at the inner wall of the slider and an actuator for phase switch (un-shown) that switch moves the cylindrical slider in the axial direction, the actuator being switch operated by the control unit 24 via the driving circuit 601. Here, the open/shut timing of rotary valves 56 is so constructed that it is selectively switched in three valve timing modes Ar, Br, Cr as shown in aforesaid Fig. 22. Similarly, the engine 1c provided with the phase control means C2 comprising such a phase control motor 60 and the rotary valves 56 driven thereby is operated in a mirror cycle on traveling, and can inhibit the combustion chamber temperature to prevent the generation of NO_x, accelerates the warm-up in cold state of engine and inhibits the combustion chamber temperature upon the completion of warm-up. In addition, the engine 1c can apply the motion of mechanical supercharger 26 to improve the torque up and startability at low rpm and apply the motion of turbocharger 13 to increase output at high rpm. Particularly, the negative work at the intake/exhaust strokes and compression/expansion strokes is further enhanced by creating high boost pressure and a high compression ratio when braking based on power-tard and exhaust brake processing.

[0040]

Particularly, the engine 1c open/shut operates intake valve 3 at a given valve-opening angle θ_{ib} (see Fig. 22), and the phase control means C2 controls a real valve-opening angle θ_r (see Fig. 22). Namely, the controller 24c can also select a valve timing mode corresponding to current engine revolution N_e , load L and cooling water temperature w_t along the operating condition setup maps (see Fig. 9, Fig. 12) and can drive controlling the phase control motor 60 by an output incorporating an angular displacement capable of achieving the target mode here. In this case, the phase control motor 60 of phase control means C2 may be mounted only to the intake manifold 8 with the rotary valves 56, as compared to the phase changing means 54 of engine 1a of Fig. 15, rear mounting is easy and its embodiment is facilitated. The engines were described as diesel engines in the above, but the present invention may also be applied to gasoline engines, the same working effects are also obtained in this case, and the inhibition of combustion chamber temperature has the advantage that it can also prevent gasoline knock harmful to gasoline engines.

[0041]

[Efficacy of the invention]

As described above, the first invention enables high-torque and high-output because the volume of a variable volume turbocharger, the attachment/detachment of mechanical supercharger and the intake timing of intake air variable mechanisms are controlled in accordance with the output of an operating condition detection means.

[0042]

Particularly, the first invention enables high-output because the volume of a turbocharger, the attachment/detachment of a clutch and the intake timing of intake air variable mechanism are controlled by a control means based on set values corresponding to the revolution, load and cooling

water temperature of engine by use of control maps for storing set values of the volume of a turbocharger, the attachment/detachment of a clutch and the intake timing of intake air variable mechanisms.

[0043]

Another invention enables the enhancement of sufficient engine brake force because the volume of a turbocharger, the attachment/detachment of a clutch and the intake timing of intake air variable mechanism are controlled in accordance with the output of an operating condition detection means and the compressed air in engine cylinders is exhausted in the vicinity of upper dead point of the compression stroke and because they are so controlled that high-torque and high-output operational controls are facilitated, the volume of turbocharger is minimized, i.e., the nozzle area is minimized and the mechanical supercharger is operated. Particularly, when the air intake variable mechanisms comprises intake valves and a phase changing means for changing the open/shut phase of the intake valves, the high-output operation is facilitated and the engine brake force can be enhanced. When the air intake variable mechanism comprises intake valves and a phase control means for controlling the open/shut phase of the intake valves, the high-output operational control is facilitated and the engine brake force can be enhanced. When the air intake variable mechanism comprises intake valves, rotary valves and a phase control means for controlling the phase with rotationally driving the rotary valves, high-output is facilitated and the engine brake force can be ensured. The phase control means in this case gives the same effects even if it is constructed with a motor. Particularly, when the air intake variable mechanism comprises intake valves, rotary valves and a phase control means interposed in the power transmission path of an output shaft and rotary valves, the high-output operational control is facilitated and the engine brake force can be enhanced.

[Brief description of the drawings]

Fig. 1 is a general block diagram of intake air controller of engine with supercharger relating to present invention.

Fig. 2 is a enlarged sectional view of turbine section of turbocharger and principal parts of its actuator in the engine of Fig. 1.

Fig. 3 is a illustrative diagram of volume switch mode of turbocharger in the engine of Fig. 1.

Fig. 4 is a illustrative diagram of volume switching turbocharger in the engine of Fig. 1.

Fig. 5 is a sectional view of principal parts of turbine of turbocharger in the engine of Fig. 1.

Fig. 6 is a flow chart of air intake system control routine performed by the control unit of engine of Fig. 1.

Fig. 7 is a characteristic diagram of operational region control map at normal of mechanical super-charger using the control unit of engine of Fig. 1.

Fig. 8 is a characteristic diagram of operational region control map at normal of turbocharger using the control unit of engine of Fig. 1.

Fig. 9 is a characteristic diagram of operational region control map at normal of intake timing using the control unit of engine of Fig. 1.

Fig. 10 is a characteristic diagram of operational region control map in cold state of mechanical supercharger using the control unit of engine of Fig. 1.

Fig. 11 is a characteristic diagram of operational region control map in cold state of turbocharger using the control unit of engine of Fig. 1.

Fig. 12 is a characteristic diagram of operational region control map in cold state of intake timing using the control unit of engine of Fig. 1.

Fig. 13 is a characteristic diagram of cylinder pressure in mirror circle performed by engine of Fig. 1.

Fig. 14 is a illustrative diagram of valve-opening angle of intake valve in engine of Fig. 1.

Fig. 15 is a general block diagram of intake air controller of engine with supercharger as another embodiment example of the present invention.

Fig. 16 is a general block diagram of power-tard system (topping brake) used in engine with

super-charger of Fig. 15.

Fig. 17 is a diagram of cylinder pressure for illustrating a negative work (topping brake) which the engine with supercharger of Fig. 15 shows by power-tard only.

Fig. 18 is a diagram of cylinder pressure for illustrating a negative work in case the engine with supercharger of Fig. 15 performs exhaust brake processing.

Fig. 19 is a diagram of cylinder pressure for illustrating a negative work in case the engine with supercharger of Fig. 15 performs high boosting, power-tard and exhaust brake processings.

Fig. 20 is a general block diagram of intake air controller of engine with supercharger as still another embodiment example of the present invention.

Fig. 21 is a schematic sectional view for illustrating a rotary valve 56 in the engine with superchar-ger of Fig. 20.

Fig. 22 is a illustrative diagram of valve-opening angle of intake valve in the engine with superchar-ger of Fig. 20.

Fig. 23 is a general block diagram of intake air controller of engine with supercharger as still further another embodiment example of the present invention.

[Description of the symbols]

- 1** engine
- 1a** engine
- 1b** engine
- 1c** engine
- 2** cylinder
- 3** intake valve
- 4** exhaust valve
- 8** intake manifold
- 9** intake air passage
- 11** exhaust air passage
- 12** intake pipe
- 13** turbocharger
- 14** compressor
- 16** exhaust pipe
- 17** turbine
- 19** actuator
- 20** air tank
- 21** first open/shut valve
- 22** second open/shut valve
- 23** third open/shut valve
- 24** control unit
- 24a** control unit
- 24b** control unit
- 24c** control unit
- 26** mechanical supercharger
- 28** crank shaft
- 30** electromagnetic clutch
- 31** rotation sensor

- 32 load sensor
- 33 water temperature sensor
- 37 second air valve
- 38 control valve
- 41 slave piston
- 42 third valve
- 43 exhaust brake
- 45 power-tard controller
- 54 phase changing means
- 55 phase control means
- 56 rotary valve
- 58 rotary shaft
- 60 phase changing means
- C1 phase control means
- C2 phase control means

(p11)

[Fig. 1]

[Fig. 2]

[Fig. 17]

(p12)

[Fig. 3]

O: air pressure
x: open to atmosphere

Turbine nozzle area	Large ↔ Small							
Mode No.	⑧	⑦	⑥	⑤	④	③	②	①

Cylinder stroke		0	3	6	9	12	15	18	21
Applied air pressure	Port A	×	○	×	○	×	○	×	○
	Port B	×	×	○	○	×	×	○	○
	Port C	×	×	×	×	○	○	○	○

[Fig. 4]

[Fig. 5]

[Fig. 7]

[Fig. 8]

[Fig. 9]

[Fig. 10]

[Fig. 11]

[Fig. 12]

[Fig. 13]

[Fig. 14]

(p13)

[Fig. 6]

Air intake system control routine



Incorporate data s1



← Yes $w_t \geq w_{t1}$ s2 No →

(left)

- s4 ON/OFF of mechanical supercharger ← Ne, L
- s10 Drive electromagnetic clutch by determination output
- s11 Set up operating conditions of turbocharger ← Ne, L
- s12 Drive open/shut valves by determination output L
- s13 Determine valve timing mode of intake valves
- s14 Drive actuator of phase changing means by determination output



Return

(right)

- s3 ON/OFF of mechanical supercharger ← Ne, L
- s5 Drive electromagnetic clutch by determination output
- s6 Set up operating conditions of turbocharger ← Ne, L
- s7 Drive open/shut valves by determination output L
- s8 Determine valve timing mode of intake valves
- s9 Drive actuator of phase changing means by determination output



Return

[Fig. 18]

[Fig. 19]

[Fig. 22]

(p14)

[Fig. 15]

[Fig. 16]

(p15)

[Fig. 21]

[Fig. 20]

[Fig. 23]

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.